

Trabajo Fin de Máster

Energías Renovables y Eficiencia Energética

Análisis exergético y termoeconómico de una planta de poligeneración alimentada con fuentes renovables.

Exergy and thermoeconomic analysis of a polygeneration plant fueled by renewable sources.

Autora

Aitziber Jiménez Abete

Director

Javier Uche Marcuello

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA DE ZARAGOZA

2016

Agradecimientos

En primer lugar, quiero dar las gracias a mi director del Trabajo de Fin de Máster, el profesor Javier Uche Marcuello, por darme la oportunidad de aprender más sobre un tema que me apasiona, por animarme en todo momento y por confiar en mí. Desde el primer momento pensé en él como director para mi Trabajo, por afinidad de mis intereses e inquietudes con su línea de trabajo en la Universidad, y ha sido para mí un honor poder ampliar mis conocimientos gracias a él.

También quiero dar las gracias en especial a Luis Enrique Acevedo por su dedicación a la hora de ayudarme en todo momento en la realización de este Trabajo, así como por su infinita paciencia a la hora de resolver cada duda que me ha surgido, gracias por haber estado disponible en todo momento. Su inestimable ayuda ha permitido que haya podido llevar a cabo este Trabajo.

Por su puesto a mi madre, Lolí Abete, por esforzarse al máximo durante muchos años para darme la oportunidad de formarme en lo que siempre he querido, y a Tomás Berges, por haber sido él quien ha permitido que haya podido estudiar este Máster, sabiendo que mi pasión han sido, son y serán las Energías Renovables y la esperanza de un futuro mejor para nuestro planeta.

Y finalmente a Rafa, por ayudarme y motivarme en todo momento durante estos 2 años de Máster y más intensamente durante las últimas semanas del Trabajo, ya que sin su ayuda me habría resultado realmente complicado sacar tiempo y fuerzas para poder con todo.

ANÁLISIS EXERGÉTICO Y TERMoeCONÓMICO DE UNA PLANTA DE POLIGENERACIÓN ALIMENTADA CON FUENTES RENOVABLES

RESUMEN

El objetivo del presente Trabajo de Fin de Máster es realizar un cálculo de exergías y posterior análisis termoeconómico a una planta de generación de electricidad, calor y agua desalada alimentada con energía solar y eólica. Dicho análisis permite ir más allá del mero análisis energético, ya que permite estudiar cómo las irreversibilidades de los distintos equipos de una planta pueden afectar a los costes de obtención de los productos.

Tras realizar una revisión del estado del arte de este tipo de tecnologías, y de la aplicación de los estudios exergéticos y termoeconómicos a éstas, se ha procedido a calcular las exergías de cada una de las corrientes de la planta. Para llevar a cabo este cálculo, se ha simulado mediante el software Matlab los cálculos para todo un año de funcionamiento de la planta. Dicho cálculo de exergías ha servido de base para realizar un posterior análisis termoeconómico de la planta, realizado con el programa TAESS.

Gracias a dicho análisis, se ha podido ver el análisis de costes exergéticos e irreversibilidades de la planta para distintos momentos del año. Además, también se ha realizado un breve análisis de cómo un fallo en uno de los equipos puede afectar al funcionamiento del resto de la planta.

Este Trabajo de Fin de Máster puede servir de base para futuros estudios más extendidos, pues la aplicación de este tipo de análisis a plantas de multigeneración no está todavía ampliamente extendida, y resulta muy interesante a la hora de detectar cuáles son los equipos de la planta que más influyen en el funcionamiento óptimo de ésta. Es también una iniciación al análisis exergético de procesos transitorios, los más comunes cuando los sistemas cuentan con recursos renovables como únicas entradas al sistema.



(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. AITZIBER JIMÉNEZ ABETE,

con nº de DNI 78751637-W en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
ENERGÍAS RENOVABLES Y EFICIENCIA ENERG. (Título del Trabajo)
ANÁLISIS EXERGETICO Y TERMOECONÓMICO
DE UNA PLANTA DE POLIGENERACIÓN ALIMENTADA
CON FUENTES RENOVABLES.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, a 24 de noviembre de 2016

Fdo: Aitziber Jiménez

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCION	7
2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE	9
3. CÁLCULO DE EXERGÍAS DE LAS CORRIENTES DE LA PLANTA.....	11
3.1. Planta a estudio.....	12
3.2. Ambiente de referencia	14
3.3. Cálculo de exergías asociadas a las corrientes de la planta	14
3.3.1. Exergías asociadas a corrientes de agua pura.....	14
3.3.2. Exergías asociadas a los flujos de agua con glicol	15
3.3.3. Exergías asociadas a las corrientes de agua salada.....	15
3.3.4. Exergías asociadas a las corrientes eléctricas	18
3.3.5. Exergía asociada al viento	18
3.3.6. Exergía asociada a la radiación solar.....	19
3.4. Resultados del análisis exergético.....	19
4. ANALISIS TERMOECONOMICO.....	26
4.1. Cálculo de fuel y producto de los equipos	26
4.2. Cálculo de los costes exergéticos	30
5. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD.....	37
6. CONCLUSIONES	40
7. BIBLIOGRAFIA	42
8. INDICE DE ACRÓNIMOS Y SÍMBOLOS.....	44
9. INDICE DE FIGURAS	46
10. INDICE DE TABLAS.....	47
11. INDICE DE ECUACIONES.....	48
ANEXOS	50
A.1. DESCRIPCIÓN DEL CÁLCULO DEL EQUIPO DE ÓSMOSIS INVERSA.....	50
A.2. PERFILES DIARIOS DE EXERGÍA.....	52
A.3 TABLA DE FUELES, PRODUCTOS, EXERGÍAS DESTRUIDAS Y EFICIENCIAS.....	58
A. 4. TABLA FUEL-PRODUCTO DE LA PLANTA.....	60
A.5. ANÁLISIS DE COSTES EXERGÉTICOS DE TANQUE Y BATERÍA	62
A.5.1 Tanque	62
A.5.1.1 Caso 1.....	62

A.5.1.2 Caso 2.....	62
A.5.1.3 Caso 3.....	63
A.5.2 Batería.....	64
A.5.2.1 Caso 1.....	64
A.5.2.2 Caso 2.....	65
A.5.2.3 Caso 3.....	65
A.6. FUNCIONAMIENTO DE LA HERRAMIENTA TAESS	67

1. INTRODUCCION

Durante los últimos años, ha crecido considerablemente el consumo de energía del planeta. Desafortunadamente, gran parte de dicha energía se produce mediante fuentes no renovables, como los combustibles fósiles o nucleares. Dicho tipo de combustibles acarrearán una serie de problemas, desde los económicos hasta los políticos, pero sobre todo, de carácter ambiental. Como se sabe, el efecto invernadero es un hecho, y el crecimiento de la contaminación está a la orden del día. Por esta razón, es importante investigar en nuevas tecnologías que por un lado sean capaces de funcionar alimentándose de recursos limpios y renovables, y que además presenten eficiencias suficientemente buenas como para ser competitivas frente a las tecnologías más convencionales.

Las plantas de multigeneración son un buen ejemplo de dicha tecnología. Este tipo de plantas buscan el máximo aprovechamiento de los recursos, produciendo varios productos a la vez. Este tipo de plantas presentan una mayor eficiencia que las plantas de generación convencionales. Si se combina esta tecnología con el uso de las energías renovables, se obtienen plantas que, consumiendo un tipo de energía limpia y gratuita, se pueden obtener distintos productos útiles, obteniéndose no solo el beneficio económico del ahorro de combustible así como la desaparición de la dependencia energética de otros países, sino sobre todo un producto generado sin ningún tipo de emisiones contaminantes para el medio ambiente.

El presente trabajo se centra en el análisis exergético y termoeconómico de una planta de trigeneración, que utiliza como fuentes de energía la eólica y la solar. Para ello, utiliza como tecnologías renovables tanto un aerogenerador como dos tipos diferentes de captación solar: dos paneles híbridos PVT (fotovoltaico-térmico) conectados en serie con un colector solar de tubos de vacío. Con todo ello, el sistema produce por un lado electricidad (mediante el aerogenerador y parte fotovoltaica de los paneles PVT) que se conduce hasta una batería, la cual integra tanto un regulador DC/DC para los consumos eléctricos en continua (ósmosis inversa) como un inversor DC/AC para los consumos eléctricos en alterna (bombas y consumos internos del hogar). Por otro lado, el sistema también produce energía térmica (parte térmica de los paneles PVT y colector de tubos de vacío), que alimenta un intercambiador de calor conectado con un tanque de almacenamiento térmico. Dicha energía térmica se utiliza tanto para generar agua caliente sanitaria, como para alimentar una planta de desalación por membranas (MD). Por lo tanto, también se obtiene como producto de la planta agua desalada, tanto de la ósmosis inversa como de la destilación por membranas. En definitiva, mediante el consumo de únicamente energías renovables, se obtienen tres productos: electricidad, calor y agua.

El presente trabajo parte del trabajo previo realizado por varios investigadores de CIRCE en Zaragoza (Acevedo et al., 2016), y pretende complementarlo aportando nuevos análisis y nuevos datos al profundo trabajo de diseño, simulación y puesta en marcha que dicho grupo de investigación ha llevado a cabo.

Este Trabajo de Fin de Máster tiene tanto carácter teórico como práctico. A la hora de abordarlo, se ha realizado un profundo estudio del Estado del Arte de las tecnologías

mencionadas y de sus análisis, verificándose la falta de estudios en profundidad aplicados a este tipo de plantas. Además, se ha hecho una revisión de las bases teóricas de los Análisis Exergético y Termoeconómico. Por la parte práctica, se han llevado a cabo los cálculos de exergía y el Análisis Termodinámico utilizando las herramientas Matlab y TAESS para ello.

El presente trabajo está estructurado de la manera que a continuación se explica. En primer lugar, en el apartado “Antecedentes y Estado del Arte” se hace un resumen del estudio sobre las tecnologías que se ha llevado a cabo, para conocer en qué punto está la investigación en este momento, y conocer un poco más la manera de abordar este tipo de análisis.

A continuación, en el apartado “Cálculo de exergías de las corrientes de la planta” se describen las diferentes expresiones para calcular las exergías de las corrientes de la planta, haciendo hincapié en que dependiendo de la naturaleza de la corriente, habrá que utilizar unas expresiones u otras. Seguidamente, se calculan las exergías de las corrientes para un momento puntual de funcionamiento, y se presentan unas gráficas que muestran la evolución anual de la exergía para cada tipo de corriente.

En el apartado “Análisis Termoeconómico” se describe el método utilizado para realizar el análisis de la planta. Debido a la complejidad que entraña el funcionamiento de la planta, por tener dos equipos cuyo funcionamiento varía según las condiciones de funcionamiento del resto de la planta (la batería y el tanque de almacenamiento térmico), el análisis termoeconómico presenta una dificultad mayor, pues el software utilizado, TAESS, no es capaz de llevar a cabo dicho tipo de análisis.

En el último apartado, de “Análisis de sensibilidad”, se analiza cómo varía el análisis termoeconómico de la planta cuando disminuye el rendimiento de alguno de sus equipos, para ver cómo respondería la planta ante un eventual fallo.

Para finalizar, se presentan unas conclusiones al trabajo realizado, y una serie de anexos que complementan todo lo explicado a lo largo del Trabajo de Fin de Máster.

2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En la literatura se pueden encontrar numerosos estudios de plantas de poligeneración que integran las energías renovables con la tecnología de desalación. También es posible encontrar una gran cantidad de artículos en los que se hacen análisis exergéticos o termoeconómicos de diferentes tipos de plantas energéticas. Sin embargo, y tras una exhaustiva revisión de la literatura, se puede comprobar que no hay apenas estudios en los que se realice el análisis exergético y termoeconómico de una planta de poligeneración con desalación de agua y generación 100% renovable. Una de las razones por las que existen escasos estudios con el mismo alcance que el presente trabajo, es la dificultad de asignar los costes exergéticos de entrada del sistema, dado que la planta se alimenta de energías renovables.

A continuación se describe el estado del arte tanto de las plantas de este estilo, como del análisis exergético y termoeconómico de otro tipo de plantas más sencillas.

En cuanto a plantas de poligeneración con renovables, pueden encontrarse numerosos estudios. Buonomano et al. (2014) proponen el diseño de un sistema de poligeneración basado en colectores CPVT (Concentrating Photovoltaic / Thermal) y tecnologías de frío y calor solar. En el artículo, se propone y simula el diseño de dicho sistema, y además se realiza una optimización termoeconómica de éste. Concluyen que el rendimiento del sistema es bueno, pues se consume toda la energía térmica y eléctrica, y la optimización termoeconómica permite concluir que aumentando el área de captación solar y disminuyendo los volúmenes específicos de almacenamiento térmico por m^2 de captación, se aumenta el rendimiento del sistema. De la misma manera, en un artículo de Calise et al. (2014) se realiza una simulación de una planta de poligeneración que integra colectores PVT y un calentador auxiliar de biomasa para producir electricidad y agua caliente, así como alimentar un sistema de desalación multiefecto (MED). En dicho artículo concluyen que con este tipo de sistemas pueden obtenerse elevados ahorros de energía.

En otro artículo, redactado por Ali et al. (2011) se realiza una revisión de literatura sobre varios sistemas de desalación alimentados con energía solar indirecta, llegando a la conclusión de que estas tecnologías presentan un futuro muy prometedor para obtener agua potable en zonas donde ésta no es accesible, además de ayudar a reducir la huella de carbono en comparación con otros sistemas de desalación alimentados con energías convencionales. Dentro de este artículo, concluyen que las tecnologías de desalación más competitivas para trabajar con energía solar son aquellas basadas en membranas, como pueden ser la ósmosis inversa (RO) o la electrodialisis (ED), por su mayor sencillez desde el punto de vista energético, mientras que las tecnologías de destilación, como destilación multiefecto son más aptas para plantas de desalación a gran escala, debido que los costes específicos son más reducidos. Finalmente, hacen hincapié en la destilación de membrana (MD), que une las ventajas de funcionar con energía térmica y utilizar una tecnología de desalación con membranas a pequeña escala de producción.

Por último, en el estudio llevado a cabo por Rubio et al. (2011) se plantea un esquema de poligeneración destinado al sector hotelero, el cual incluye tanto fuentes de energía

convencionales como energías renovables. En dicho estudio se optimiza el diseño de la planta atendiendo a los ahorros energéticos, la reducción de gases de efecto invernadero y la factibilidad económica. Como la función objetivo es puramente económica, la inclusión de EERR no es rentable para esquemas de poligeneración excepto para altos precios de los combustibles fósiles.

En cuanto al análisis exergético de sistemas similares al analizado aquí, encontramos numerosos estudios. Por ejemplo Banat y Jwaied (2008) realizan un análisis exergético de un sistema de desalación mediante membranas de destilación alimentadas con energía solar. En este artículo se concluye que la máxima destrucción de exergía se produce en las membranas de destilación; además, un aumento de la radiación solar produce un incremento en la eficiencia exergética del colector solar.

En un artículo presentado por Karellas et al. (2016), se presenta un sistema de cogeneración y trigeneración que, alimentado con energía solar térmica y biomasa, opera un ciclo Rankine Orgánico y un ciclo de Compresión de Vapor para producir frío, calor y electricidad. En este artículo se concluye que la eficiencia exergética global del sistema es del 7% bajo condiciones de operación a plena carga; también se demuestra que ni sobrecalentando el fluido, ni añadiendo un recuperador de calor, se consigue aumentar significativamente la eficiencia del sistema.

Otros artículos aportan análisis termoeconómicos de esquemas convencionales. En su artículo, Campos et al. (2012) realizan un análisis termoeconómico de una planta de microcogeneración instalada en un edificio del sector terciario, y cuyo tamaño se ha diseñado teniendo en cuenta la demanda térmica. Dicha planta cubre las demandas energéticas de calefacción, agua caliente sanitaria y electricidad del edificio. Los autores concluyen que dentro de la planta, los costes de amortización de los equipos son significativamente menores que el combustible consumido. Concretamente, calculan que el coste exergético relacionado con los componentes de la planta es poco mayor al 2% del consumo exergético total, por lo que puede despreciarse su influencia en el proceso de formación de costes.

Centrándose más en plantas que integran tecnologías de desalación, pueden encontrarse varios artículos que realizan análisis termoeconómicos de éstas (Nafey, Sharaf, & García, 2010) (Sharaf, Nafey, & Garcia, 2011), utilizando tecnologías como el ciclo Rankine Orgánico solar, bien para desalación mediante ósmosis inversa o destilación multiefecto.

En muchos otros casos, el concepto termo-económico va ligado al mero análisis económico tras realizar un análisis de las variables termodinámicas de un sistema. Sin embargo, este tipo de análisis no tiene el mismo alcance que los estudios termoeconómicos, ya que no basan sus cálculos en el concepto de exergía.

Para concluir, a pesar de los numerosos autores que investigan separadamente bien análisis exergéticos o análisis termoeconómicos de diferentes tipos de tecnologías, se constata que no hay apenas literatura en la que se apliquen tanto un análisis exergético como termoeconómico a un sistema de poligeneración tan complejo como el que se va a realizar en este trabajo.

3. CÁLCULO DE EXERGÍAS DE LAS CORRIENTES DE LA PLANTA

Tradicionalmente, a la hora de estudiar las prestaciones de una planta energética, se llevan a cabo análisis de energía, que determinan las cantidades de energía puestas en juego en cada subsistema de la planta, para calcular los rendimientos energéticos de ésta, sin tener en cuenta que no todos los tipos de energía son iguales. El Primer Principio de la Termodinámica trata todos los tipos de energía de igual manera, sin tener en cuenta la calidad de ésta o la degradación que puede sufrir al transformarse. Por ejemplo, el trabajo mecánico o eléctrico puede transformarse íntegramente en calor, mientras que el inverso no es del todo posible; es decir, la energía térmica tiene menor calidad que la eléctrica o la mecánica.

El Segundo Principio de la Termodinámica complementa al primero, pues en él se indica que la energía, además de ser una propiedad cuantitativa, también lo es cualitativa, es decir, que no todos los tipos de energía tienen la misma capacidad de realizar un trabajo.

En estos casos, el análisis exergético va más allá. Mientras que la energía no se destruye, sino que simplemente se transforma de unas formas más útiles a otras menos útiles, la exergía sí que se destruye, lo que permite detectar las ineficiencias de los distintos procesos de la planta, así como los niveles de destrucción de exergía en cada componente o equipo.

La exergía es el máximo trabajo teórico que puede realizar el sistema combinado cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, esto es, cuando el sistema cerrado evoluciona hasta su estado muerto (Moran & Shapiro, 1988). Por lo tanto, si el sistema se encuentra en diferentes condiciones a las del ambiente, éste será susceptible de tener exergía, es decir, de producir un trabajo útil.

La ventaja fundamental de realizar un análisis exergético frente al análisis energético es que, mientras que éste último sólo considera la cantidad de energía puesta en juego, el análisis exergético también tiene en cuenta la calidad de ésta.

A la hora de realizar el análisis de exergía hay que referirse constantemente a un ambiente de referencia, que será el equilibrio termodinámico, de manera que cuando alguna propiedad intensiva de un sistema, tales como presión, temperatura, etc., es distinta a la del ambiente de referencia, existe potencial de realización de trabajo.

Cuando el sistema se encuentra en desequilibrio térmico o mecánico con el ambiente de referencia, se denomina exergía física al máximo trabajo que puede realizar dicho sistema hasta encontrarse en equilibrio con el ambiente; dentro de la exergía física podría distinguirse entre exergía térmica y exergía mecánica. Si por otro lado, existe desequilibrio químico, el máximo trabajo que pueda realizarse hasta llegar a un equilibrio químico se denominará exergía química. La exergía de un sistema será la suma de las exergías química y física.

A continuación se plantean las ecuaciones para calcular las exergías de las distintas corrientes de la planta bajo análisis.

3.1. Planta a estudio

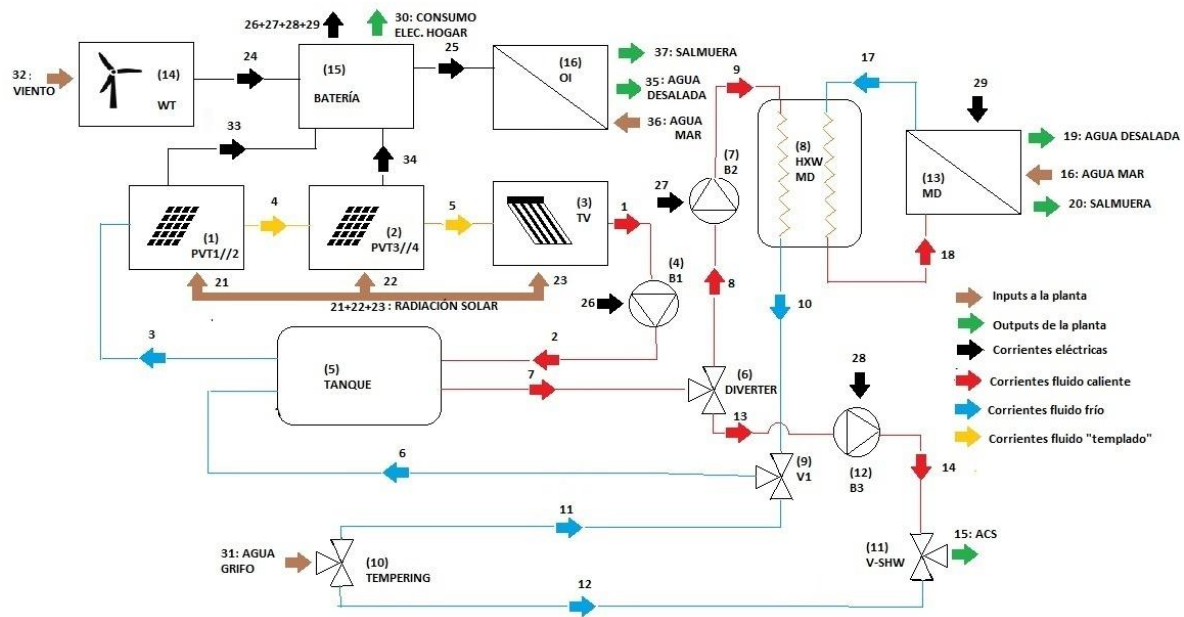


Figura 1: Esquema de la planta a estudio.

- **Lazo solar (captación térmica y eléctrica):**

- (1) bloque formado por los paneles híbridos térmico-fotovoltaicos 1 y 2, dispuestos en paralelo, *PVT 1//2*.
- (2) bloque formado por los paneles híbridos térmico-fotovoltaicos 3 y 4, dispuestos en paralelo, *PVT 3//4*.
- (3) captador térmico solar de tubos de vacío, *TV*.
- (4) bomba de circulación, *B1*.
- (5) tanque de almacenamiento térmico, *HX Storage tank*.

- **Lazo de agua caliente:**

- (6) válvula “*diverter*”, que divide el agua calentada en el tanque hacia el lazo de destilación por membranas y al consumo de ACS.
- (9) válvula *V1*, que retorna el agua fría del intercambiador de la destilación por membranas y agua de boca para su posterior calentamiento en el tanque de almacenamiento térmico.
- (10) válvula “*tempering*”, que divide el agua fría del grifo hacia la válvula mezcladora para ACS y hacia el tanque de almacenamiento térmico.
- (11) válvula de mezclado *V-SHW*, que mezcla el agua fría procedente del grifo y el agua caliente procedente del tanque de almacenamiento térmico, para obtener agua a 45°C para consumo.
- (12) bomba de circulación, *B3*, del lazo de agua caliente. Ésta se pone en marcha cuando la temperatura en el tanque de almacenamiento térmico alcanza los 45°C.

- **Lazo caliente de destilación por membranas:**

- (7) bomba de circulación, *B2*, que se pone en marcha cuando la temperatura del tanque de almacenamiento es superior a 70°C, y lleva agua caliente hacia el intercambiador del sistema de destilación por membranas.

(8) intercambiador de calor del sistema de destilación por membranas, *HXW-MD*.

- **Lazo frío de destilación por membranas:**

(13) sistema de destilación por membranas, *MD*, que integra la membrana y la bomba circulatoria del equipo.

- **Lazo eléctrico:**

(14) turbina eólica, *WT*.

(15) sistema de inversor-regulador para la batería ("*inverter*"), la cual se carga con la potencia eléctrica generada por los paneles fotovoltaicos y el aerogenerador, y alimenta a las bombas de circulación de la planta, el sistema de ósmosis inversa y los consumos eléctricos del hogar.

- **Lazo RO:**

(16) equipo de ósmosis inversa, *RO*.

Por otro lado, se listan las distintas corrientes de los que se compone la planta:

1. Salida de agua con glicol (al 40%) del captador solar de tubos de vacío.
2. Salida de agua con glicol de la bomba de circulación del lazo de captación solar. Entrada caliente al tanque de almacenamiento térmico.
3. Salida fría de agua con glicol del tanque de almacenamiento térmico.
4. Salida de agua con glicol del conjunto de paneles híbridos PVT 1//2.
5. Salida de agua con glicol del conjunto de paneles híbridos PVT 3//4.
6. Entrada de agua fría al tanque de almacenamiento térmico.
7. Salida de agua caliente del tanque de almacenamiento térmico.
8. Ramificación de agua caliente desde el tanque de almacenamiento térmico hacia el lazo caliente del sistema de destilación.
9. Salida de agua de la bomba de circulación del lazo caliente de destilación. Entrada de agua caliente al intercambiador de calor del sistema de destilación.
10. Salida de agua fría del intercambiador de calor del sistema de destilación, hacia tanque de almacenamiento térmico.
11. Ramificación de agua fría de boca hacia tanque de almacenamiento térmico.
12. Ramificación de agua fría de boca hacia válvula mezcladora de ACS.
13. Ramificación de agua caliente desde el tanque de almacenamiento térmico hacia bomba de circulación de agua caliente.
14. Salida de agua caliente de la bomba de circulación, entrada a válvula mezcladora ACS.
15. Agua caliente sanitaria a 45°C.
16. Agua fría de mar input para la destilación por membranas.
17. Agua fría del lazo frío del sistema de destilación.
18. Salida de agua caliente del intercambiador de calor de destilación.
19. Agua destilada producida en el equipo MD.
20. Salmuera (rechazo de la planta de MD).
21. Radiación solar al conjunto de paneles híbridos PVT 1//2.
22. Radiación solar al conjunto de paneles híbridos PVT 3//4.
23. Radiación solar al colector solar de tubos de vacío TV.

24. Producción eléctrica del aerogenerador.
25. Consumo eléctrico del sistema de ósmosis inversa.
26. Consumo eléctrico de la bomba B1.
27. Consumo eléctrico de la bomba B2.
28. Consumo eléctrico de la bomba B3.
29. Consumo eléctrico de la bomba B4 incluida en el equipo de MD.
30. Consumo eléctrico del hogar.
31. Agua fría de grifo.
32. Viento.
33. Producción eléctrica del conjunto de paneles híbridos PVT 1//2.
34. Producción eléctrica del conjunto de paneles híbridos PVT 3//4.
35. Agua desalada producida en el equipo de ósmosis inversa.
36. Agua fría de mar input para la ósmosis inversa.
37. Salmuera (rechazo de la planta de RO).

3.2. Ambiente de referencia

En primer lugar, a la hora de realizar un análisis exergético ha de definirse el ambiente de referencia respecto al cual van a calcularse las exergías de las distintas corrientes. Dependiendo del tipo de corrientes que se tienen, se tomará un estado de referencia u otro. En el caso del agua salada, se toma como referencia el agua del mar (concentración de 35000 partes por millón), a una temperatura de 25°C y una presión de 1 bar. En cuanto a las corrientes de agua caliente, se tomará como referencia el agua pura a 25°C y 1 bar.

3.3. Cálculo de exergías asociadas a las corrientes de la planta

3.3.1. Exergías asociadas a corrientes de agua pura

Las corrientes de agua pura son las correspondientes al subsistema de ACS (corrientes 6-15, 31 y exergía acumulada en el tanque), así como a la parte de intercambio de calor para el subsistema de destilación por membranas (corrientes 17-18).

Para calcular la exergía de estas corrientes, asumiremos un régimen de estado estacionario. Cuando una masa fluye a través de la frontera de un volumen de control, hay una transferencia de exergía que acompaña a dicha corriente de masa. Además, hay una transferencia de exergía que acompaña al trabajo de flujo (Moran & Shapiro, 1988). La exergía de flujo específica para las corrientes de agua será la siguiente:

$$b_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + gz + \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

donde

b_i = exergía específica de la corriente i , en kJ/kg

h_i = entalpía específica de la corriente i , en kJ/kg

h_0 = entalpía del estado de referencia (agua pura a 0°C y 1 bar), en kJ/kg

s_i = entropía específica de la corriente i , en kJ/kg·K

s_0 = entropía del estado de referencia (agua pura a 0°C y 1 bar), en kJ/kg·K

gz = energía potencial específica, en kJ/kg (g : gravedad, z : altura)

$v^2/2$ = energía cinética específica, en kJ/kg (v : velocidad)

La energía potencial sólo es considerada cuando existe un cambio considerable en la altura entre la corriente a estudiar y el ambiente de referencia, mientras que la energía cinética es despreciable frente a entalpía y entropía en este esquema. Por esta razón, en nuestro caso se calculará la exergía específica como:

$$b_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (2)$$

Para todos los puntos de agua se conocen su temperatura y presión, por lo que se va a poder calcular las entalpías y entropías específicas, y con ello, la exergía específica.

3.3.2. Exergías asociadas a los flujos de agua con glicol

Las corrientes del subsistema de captación solar son de agua con glicol, con una concentración del 40% (corrientes 1-5).

Dado que en este caso no estamos hablando de una sustancia pura como el agua, sino de una mezcla de sustancias, ya no es tan sencillo el cálculo de la exergía, pues no se tienen valores “tabulados” de entalpía y entropía según la temperatura y la presión; por ello, hay que buscar otra manera de calcular las exergías mecánica y térmica.

La exergía de flujo para una sustancia líquida incompresible, bien pura o mezcla homogénea (la cual es el caso), puede calcularse con la siguiente expresión (Querol et al., 2013):

$$b_i = c_{sp} \cdot (T_i - T_0) - T_0 c_p \ln \frac{T_i}{T_0} + v(P_i - P_0) \quad (3)$$

donde

b_i = exergía específica de la corriente i , en kJ/kg

c_{sp} = calor específico de la sustancia, que en intervalos suficientemente pequeños de temperatura puede considerarse constante, en kJ/kg·K

T_i = temperatura de la sustancia, en K

T_0 = temperatura de la referencia, en K

v = volumen específico de la sustancia, en m³/kg

P_i = presión de la sustancia, en Pa

P_0 = presión de la referencia, en Pa

La primera parte de la expresión (función de la temperatura) corresponde a la exergía térmica, y la segunda (función de la presión), a la exergía mecánica.

Como en todo momento se tienen datos de temperatura y presión de las corrientes de agua con glicol, se podrán obtener el calor específico y la densidad, siendo ésta la inversa del volumen específico, por ser ambas propiedades función de la temperatura y concentración de la sustancia.

3.3.3. Exergías asociadas a las corrientes de agua salada

Estas corrientes se corresponden con las corrientes 16, 19 y 20, para el caso de la MD, y 35, 36 y 37 para el caso de la RO. Al igual que ocurría con el agua con glicol, el agua salada no

es sustancia pura, por lo que no va a ser sencillo calcular su exergía mediante la entalpía y entropía.

En este caso, además de exergía térmica y mecánica, que van a calcularse con las mismas expresiones que para el caso anterior (Ecuación 3), hay que añadir exergía química de concentración. En el caso de que una disolución acuosa forme parte del ambiente de referencia, como ocurre en este caso con el agua de mar, también hay que comparar la concentración de dicho electrolito en cada momento del tiempo en función de la concentración en el ambiente de referencia. Como concentración de referencia se va a utilizar el agua de mar; por lo tanto, aquella agua que contenga una concentración de sal mayor que el agua del mar (35000 ppm), será susceptible de proporcionar trabajo, y por tanto tendrá exergía.

$$b_i = c_{sp} \cdot (T_i - T_0) - T_0 c_{sp} \ln \frac{T_i}{T_0} + v(P_i - P_0) + b_{q,i} \quad (4)$$

En este caso, la dificultad viene, tanto de obtener c_p y v para cada punto de concentración y temperatura concreto, como de calcular la exergía química.

El calor específico para el agua salada en función de la temperatura y la salinidad de ésta puede aproximarse mediante la siguiente expresión (Bromley, Diamond, Salami, & Wilkins, 1970):

$$c_w = 1.0011833 - 6,1666652 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1,3999989 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 11,3333336 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \quad (5)$$

$$c_{sw} = c_w \cdot (1 - s \cdot (0,011311 - 1,146 \cdot 10^{-5} \cdot T)) \quad (6)$$

donde

c_w = calor específico del agua pura, cal/g°C

c_{sw} = calor específico del agua de mar, cal/g°C

T = temperatura, °F (válido para valores de temperatura entre 50 y 300°F)

s = salinidad, %

Por otro lado, la densidad del agua salada según su temperatura y salinidad puede estimarse mediante la siguiente expresión (Millero & Poisson, 1981):

$$\rho_{sw} = \rho_w + A \cdot c + B \cdot c^{3/2} + C \cdot c^2 \quad (7)$$

$$A = 0.824493 - 4.0899 \cdot 10^{-3} \cdot T + 7.6438 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 8.2467 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 5.3875 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 \quad (8)$$

$$B = -5.72466 \cdot 10^{-3} + 1.0227 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1.6546 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (9)$$

$$C = 4.8314 \cdot 10^{-4} \quad (10)$$

$$\rho_w = 999.842594 + 6.793952 \cdot 10^{-2} \cdot T - 9.09529 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 1.001685 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 - 1.120083 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 + 6.536336 \cdot 10^{-9} \cdot T^5 \quad (11)$$

donde

ρ_{sw} = densidad del agua salada, kg/m³

ρ_w = densidad del agua pura, kg/m³

T = temperatura, °C (válido para valores entre -2 y 40°C)

c = concentración, g/kg (válido para valores entre 0 y 42 g/kg)

Considerando una disolución como fluido incompresible, su exergía química específica puede calcularse mediante la siguiente expresión (Szargut et al., 1988):

$$b_{q,i} = RT_0 \sum_i x_i \ln \frac{a_i}{a_{i0}} \quad (12)$$

donde

$b_{q,i}$ = exergía química específica, kJ/kg

R = constante universal de los gases, 8,314 kJ/kmol·K

T_0 = temperatura del ambiente de referencia, K

x_i = concentración molar de cada elemento de la disolución, moles soluto/moles disolución

a_i = actividad de la especie en la disolución

a_{i0} = actividad en el ambiente de referencia

La actividad es un parámetro que analiza cómo interaccionan las moléculas en mezclas de disoluciones; para un electrolito, la actividad se calcula con la siguiente expresión:

$$a_i = \gamma_i m l_i \quad (13)$$

donde

a_i = actividad del electrolito i

γ_i = coeficiente de actividad del electrolito i

$m l_i$ = molalidad del electrolito i , moles de soluto/kg solvente

La diferencia entre la actividad del electrolito (su comportamiento real) y la molalidad, es decir, su comportamiento ideal dentro de la disolución, viene dada por el coeficiente de actividad. Dicho coeficiente tiene en cuenta no sólo la cantidad de electrolito que hay en la disolución, sino también las interacciones entre moléculas, tanto de la misma sustancia como de diferentes. Dicho coeficiente viene dado de manera aproximada por la ecuación extendida de Debye-Hückel, propuesta por C. W. Davies (1964):

$$\ln \gamma_i = \frac{-A \cdot z_{el}^2 \sqrt{I_d}}{1 + B \cdot \phi_i \sqrt{I_d}} \quad (14)$$

donde

γ_i = coeficiente de actividad de la sustancia i

A, B = constantes dependientes de la temperatura; a temperatura de 25°C, su valor es de $A = 0,51$ y $B = 3,287 \cdot 10^9$

z_{el} = valencia del electrolito

I_d = fuerza iónica de la disolución

Φ_i = diámetro iónico

La fuerza iónica de la disolución tiene en cuenta el resto de electrolitos de la mezcla, y se calcula mediante la siguiente expresión (McNaught & Wilkinson, 1997):

$$I_d = \frac{1}{2} \sum_i m l_i \cdot z_{el}^2 \quad (15)$$

donde

I_d = fuerza iónica de la disolución

m_{l_i} = molalidad del electrolito i

z_{el} = valencia del electrolito i

Con las expresiones anteriores se calcula la exergía química de las sales disueltas en el agua; para calcular la exergía química del agua pura restante, puede utilizarse la misma expresión, pero teniendo en cuenta que la actividad química va a calcularse de manera diferente, pues no es un electrolito.

Para ello, se puede expresar la actividad del agua en función de la molalidad total de los electrolitos:

$$a_{H_2O} = 1 - 0.017 \cdot \sum_i m_{l_i} \quad (16)$$

Todas las exergías cuyo cálculo se ha planteado hasta este punto son específicas; para calcular las absolutas, habrá que multiplicar cada exergía específica por el caudal másico:

$$\dot{B}_i = \dot{m}_i \cdot b_i \quad (17)$$

donde

\dot{B}_i = exergía de la corriente i, kJ/h

\dot{m}_i = caudal másico i, kg/h

b_i = exergía específica de la corriente i, kJ/kg

3.3.4. Exergías asociadas a las corrientes eléctricas

En el caso de las corrientes eléctricas (producción eléctrica de los paneles fotovoltaicos, 33-34), producción eléctrica del aerogenerador (24), consumos eléctricos de las bombas (26-29), planta de ósmosis inversa (25) y hogar (30), la exergía es igual al trabajo eléctrico, por ser la energía eléctrica un tipo de energía de máxima calidad.

$$\dot{B}_i = \dot{W}_{el,i} \quad (18)$$

3.3.5. Exergía asociada al viento

La exergía asociada al viento (corriente 32) coincidirá con la máxima energía cinética aprovechable de éste, ya que la energía cinética es otro tipo de energía de máxima calidad.

La energía cinética presente en una masa de aire en movimiento puede calcularse mediante la siguiente expresión (Talayero et al., 2008):

$$E_{cin,viento} = \frac{1}{2} \rho_i v_i^3 A_{rotor} \quad (19)$$

donde

$E_{cin,viento}$ = energía cinética del viento, W

ρ = densidad del aire, kg/m³

v = velocidad del viento, m/s

A_{rotor} = área del rotor del aerogenerador, m²

Sin embargo, no toda la energía cinética que posee el viento es aprovechable por un aerogenerador. La fracción de energía del viento que un aerogenerador es capaz de convertir en electricidad se denomina coeficiente de potencia; el máximo coeficiente de potencia, y por tanto la máxima energía aprovechable del viento, viene dado por el límite de Betz, cuyo valor es de $16/27 \approx 59,3\%$ (Talayero et al., 2008).

Por lo tanto, la exergía del viento, o lo que es lo mismo, la máxima potencia que éste puede aportar al aerogenerador, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$\dot{B}_{viento} = \text{Límite Betz} * E_{cin,viento} = 0,597 * \frac{1}{2} \rho_i v_i^3 A_{rotor} \quad (20)$$

La densidad del aire va a depender de la temperatura a la que éste se encuentre. Si se considera el aire como un gas ideal, se puede calcular su densidad en función de la temperatura mediante la ecuación de los gases ideales:

$$\rho_{aire} = \frac{P_{aire} \cdot p_{m,aire}}{R \cdot T_{aire}} \quad (21)$$

donde

ρ_{aire} = densidad del aire, kg/m³

P_{aire} = presión del aire, Pa

$p_{m,aire}$ = masa molecular del aire, kg/kmol

R = constante universal de los gases, 8,314 kJ/kmol·K

T_{aire} = temperatura del aire (K).

3.3.6. Exergía asociada a la radiación solar

La expresión para calcular la exergía asociada a la radiación isotrópica del sol (corrientes 21-23), considerado ése como un cuerpo negro, a la temperatura de su superficie y referida a la temperatura ambiente, fue planteada por primera vez por Petela (1961):

$$B_{sol} = A_c \cdot G_{sol} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_a}{T_s} \right) \quad (22)$$

donde

B_{sol} = exergía de la radiación solar, kJ/h

A_c = área colector solar, m²

G_{sol} = irradiación solar, kJ/h·m²

T_a = temperatura ambiente, K

T_s = temperatura superficie solar, $T_s = 5778$ K

3.4. Resultados del análisis exergético

El análisis exergético que se ha realizado en el presente trabajo se ha llevado a cabo utilizando el software informático Matlab. Para realizar dicho análisis, se parten de los datos de funcionamiento (temperaturas, caudales máscicos, potencias eléctricas y concentraciones) obtenidos en simulaciones previas realizadas con el software Trnsys (Acevedo et al., 2016), así como de datos meteorológicos (viento, radiación solar, temperatura ambiente) de Zaragoza, tomados de la base de datos de Meteonorm.

Los datos de partida abarcan un año de simulación, y están tomados en una escala temporal de 12 minutos, de manera que se tiene un total de 43800 medidas para cada dato. Este número tan alto de datos impide que el análisis exergético pueda realizarse utilizando la herramienta EES, por lo que hay que recurrir a programas más potentes, como Matlab.

En el caso concreto del equipo de ósmosis inversa, a diferencia del resto de equipos el funcionamiento de éste no ha sido simulado previamente en Trnsys (Acevedo et al., 2016). Los únicos datos de los que se parten son los datos de diseño del equipo comprado para la instalación experimental construida al efecto. En el Anexo 1 se detallan los cálculos realizados para estimar las temperaturas, presiones y caudales de las corrientes relacionadas con la ósmosis inversa (35-37), que se utilizan posteriormente para calcular las exergías de dichos puntos.

A la hora de presentar los resultados del análisis, es prácticamente imposible mostrar todos ellos dada la elevada cantidad de valores estimados; por todo ello, se presentan los datos para una hora concreta de un día típico de cada mes. Los datos de partida de dicho día típico se obtienen hallando las medias horarias para cada mes de temperaturas, caudales máximos, potencias eléctricas, radiación solar y viento. De esta manera, se tiene un perfil de demanda de un día medio de cada mes, y es con dicho perfil con el que se procede a hacer el análisis.

En la tabla de la siguiente página se muestran los resultados de exergía para cada corriente y acumulada en el tanque y batería, para las 12 del mediodía del día medio de cada mes.

Exergía (kJ/h) para las 12 del mediodía del día medio de cada mes												
Pto.	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
1	400,1	731,1	1452,9	1366,6	1810,4	2191,0	2361,0	2361,5	2120,8	1516,9	680,3	382,2
2	407,9	739,6	1461,9	1374,8	1819,8	2200,1	2370,3	2370,7	2130,2	1525,8	688,3	389,4
3	196,8	370,3	827,4	818,4	1113,6	1300,5	1419,9	1385,2	1270,9	883,5	394,1	190,9
4	253,3	473,9	1014,9	979,7	1323,9	1580,4	1719,8	1698,1	1535,6	1075,7	474,5	244,3
5	310,1	573,0	1186,9	1126,0	1514,3	1833,8	1990,2	1982,6	1776,8	1253,8	549,6	297,4
6	53,6	256,9	1272,1	1190,9	1801,2	2325,6	2716,6	2536,3	1981,4	1099,5	179,4	22,9
7	69,4	331,9	1559,2	1446,0	2201,0	2764,6	3191,1	2970,2	2362,5	1336,9	221,7	31,6
8	51,9	288,4	1530,2	1413,3	2149,2	2715,1	3133,2	2947,3	2295,8	1304,2	180,7	17,1
9	52,1	289,5	1535,4	1418,2	2156,5	2723,5	3142,9	2956,2	2302,8	1308,4	181,4	17,2
10	43,4	241,1	1290,9	1197,3	1845,3	2357,1	2745,8	2578,8	1993,0	1115,1	151,6	14,0
11	11,9	9,3	5,8	5,0	3,5	2,6	2,4	2,8	2,9	4,6	7,2	9,5
12	1,9	2,6	2,6	2,7	2,5	1,9	2,2	2,4	2,2	2,6	2,3	1,4
13	17,5	24,8	26,5	33,2	33,4	29,1	37,5	36,2	29,6	31,0	24,3	14,4
14	25,5	32,0	32,4	39,7	38,8	33,8	42,6	41,3	34,3	37,1	31,4	21,0
15	10,1	12,9	11,2	13,8	12,5	10,5	13,0	12,5	10,8	13,0	12,7	8,9
16	565,3	508,9	405,5	314,2	273,1	234,9	199,7	234,9	273,1	314,2	405,5	565,3
17	40,9	227,6	1221,1	1134,6	1756,6	2251,4	2631,5	2470,1	1903,9	1059,6	143,2	13,1
18	49,7	275,9	1466,2	1355,2	2068,1	2620,0	3030,2	2849,0	2215,1	1253,7	172,9	16,3
19	0,6	3,4	15,1	11,8	15,7	17,3	19,3	17,8	14,6	10,1	1,9	0,3
20	482,0	389,9	223,2	151,1	50,1	7,9	7,4	2,0	15,6	87,3	273,5	418,9
21	3978,2	5249,6	6668,3	6139,1	6940,4	7514,3	7668,6	7752,6	7474,8	6477,7	4595,3	3685,7
22	3978,2	5249,6	6668,3	6139,1	6940,4	7514,3	7668,6	7752,6	7474,8	6477,7	4595,3	3685,7
23	1708,4	2254,4	2863,7	2636,4	2980,5	3227,0	3293,3	3329,3	3210,0	2781,8	1973,5	1582,8
24	150,7	231,3	195,1	237,6	210,1	255,9	252,4	201,7	181,3	155,2	226,6	115,5
25	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0	396,0
26	14,7	15,6	16,7	15,5	17,7	17,6	17,8	17,4	17,9	16,8	15,2	13,6
27	0,3	1,9	8,8	8,3	12,1	14,0	16,4	15,0	11,9	7,2	1,4	0,1
28	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	17,6	17,4
29	1,0	5,8	26,5	24,8	36,2	42,1	49,1	44,9	35,6	21,6	4,3	0,3
30	1043,3	1071,5	894,3	1018,1	1084,0	900,2	1008,4	1084,0	900,2	1008,4	1082,1	908,0
31	13,7	12,0	8,4	7,7	6,0	4,5	4,6	5,2	5,2	7,2	9,5	10,9
32	263,8	650,9	350,9	645,2	446,5	576,6	414,3	324,9	301,3	275,9	453,2	321,8
33	688,6	895,2	1063,4	964,2	1078,0	1160,2	1182,3	1193,2	1148,5	1021,7	752,0	628,5
34	663,4	861,7	1023,4	929,7	1038,3	1109,2	1129,1	1136,6	1099,3	981,1	728,6	606,3
35	192,6	182,9	165,2	149,6	142,7	136,3	130,4	136,3	142,7	149,6	165,2	192,6
36	257,6	235,7	195,5	160,0	144,0	129,1	115,4	129,1	144,0	160,0	195,5	257,6
37	90,7	80,4	61,5	45,1	37,9	31,2	25,1	31,2	37,9	45,1	61,5	90,7
Tanq.	5321,5	7929,4	13764,2	14833,1	17703,7	19787,9	21630,5	21199,3	19835,0	15026,3	8725,6	5106,3
Bat.	585,3	549,1	553,0	551,8	552,4	562,2	554,7	552,2	554,9	548,7	543,9	544,2

Tabla 1: Resultados de exergía para las 12 del mediodía del día medio de cada mes.

Observando los resultados obtenidos del análisis exergético, pueden sacarse las siguientes conclusiones:

- **Lazo de captación solar térmica (corrientes 1 a 5):**

- Se observa que los mayores valores de exergía se dan en los puntos 1 y 2, a la salida del captador y posterior paso por la bomba; estos puntos son, de todo el lazo, en los que mayor temperatura alcanza el agua.
- También se observa que el aumento de exergía en la bomba es muy bajo. El aumento de temperatura es muy bajo entre el punto 1 y el punto 2, casi inapreciable, por lo que la exergía térmica del punto 1 será similar a la del punto 2. Lo que varía entre ambos puntos es la presión, y con ella la exergía mecánica, pues la bomba provoca que ésta aumente de 1 a 2 bar. En el punto 1 la exergía mecánica es igual a cero (pues la presión es la misma que la del ambiente de referencia), mientras que en el punto 2 no es mayor a 0,1 kJ/kg, lo que se transforma en menos de 10 kJ/h aproximadamente al multiplicar por el caudal que circula por el lazo solar.
- Puede observarse la pérdida de exergía del punto 2 al punto 3, pues al pasar por el tanque de almacenamiento térmico el fluido de trabajo cede su calor a éste.
- Se observa cómo el fluido va aumentando de exergía conforme pasa por los diferentes captadores solares (de 3 a 4, de 4 a 5 y de 5 a 1).
- Finalmente, también puede verse cómo los valores de exergía en estos puntos son superiores en los meses centrales del año, en los cuales la radiación solar es mayor.

- **Lazo de agua caliente:**

- En primer lugar, puede observarse cómo la exergía aumenta del punto 6 al punto 7, al pasar el agua por el tanque de almacenamiento térmico, pues esta se calienta gracias al calor cedido por el lazo solar. Se ve cómo dicho aumento de exergía es mayor en los meses centrales del año, en los que hay más aporte solar.
- En la válvula diverter, el caudal del punto 7 se divide en los caudales de los puntos 8 y 13; si se observa la tabla superior, la suma de las exergías de los puntos 8 y 13 resulta aproximadamente en la del punto 7. Además, las exergías específicas de los 3 puntos son la misma (pues el agua es la misma, igual composición, presión y temperatura), lo que varía es el caudal y por tanto, la exergía absoluta y no la específica.

Exergía específica (kJ/kg) para las 12 del mediodía del día medio de cada mes												
Pto.	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
7	5,6	7,5	11,2	11,7	13,6	15,4	16,8	16,5	15,3	12,0	7,7	5,2
8	5,6	7,5	11,2	11,7	13,6	15,4	16,8	16,5	15,3	12,0	7,7	5,1
13	5,6	7,5	11,2	11,7	13,6	15,4	16,8	16,5	15,3	12,0	7,7	5,1

Tabla 2: Exergía específica en válvula *diverter*

- Del mismo modo que ocurre con los puntos 1 y 2, caudal de agua con glicol antes y después de pasar con la bomba B1, puede observarse que la variación exergética entre los puntos 13 y 14 es baja a su paso por la bomba B3.
- Al igual que ocurre con los puntos 7, 8 y 13, el caudal procedente del agua de boca, punto 31, se desdobra en la válvula Tempering en los caudales 11 y 12; por ello, esta agua es la misma, por lo que tendrá igual exergía específica, y lo que variará será su

exergía absoluta, debido a que los caudales son diferentes, y la suma de las exergías absolutas de 11 y 12 resultará en la exergía absoluta de 31.

- Respecto a la exergía acumulada en el tanque, cabe destacar cómo ésta es mayor en los meses centrales del año, en los que hay más aporte solar.

Exergía específica (kJ/kg) para las 12 del mediodía del día medio de cada mes												
Pto.	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
11	2,9	2,7	2,1	1,6	1,4	1,2	1,0	1,2	1,4	1,6	2,1	2,9
12	2,9	2,7	2,1	1,6	1,4	1,2	1,0	1,2	1,4	1,6	2,1	2,9
26	2,9	2,7	2,1	1,6	1,4	1,2	1,0	1,2	1,4	1,6	2,1	2,9

Tabla 3: Exergía específica en válvula *tempering*

- **Lazo caliente de la MD:**

- Del mismo modo que ocurre con las bombas anteriormente comentadas, puede observarse que la variación exerética entre los puntos 8 y 9 es prácticamente nula, a su paso por la bomba B2.
- También se observa la caída de exergía entre los puntos 9 y 10, al ceder el agua su calor al intercambiador de calor para el lazo frío del sistema de desalación.

- **Lazo frío de la MD:**

- En primer lugar, puede observarse cómo la exergía aumenta del punto 17 al punto 18, al pasar el agua por el intercambiador de calor, pues ésta se calienta gracias al calor cedido por el lazo caliente de la MD. Esta exergía que el agua gana al pasar por el intercambiador de calor, es cedida al sistema de membranas para la desalación.
- El punto 16 es agua de mar, cuya concentración, de valor 35.000 ppm, coincide con la concentración de referencia para el agua salada. Por ese motivo, la exergía química en dicho punto es cero. Se observa sin embargo que el punto 16 tiene exergía superior a cero, que se corresponde con la exergía térmica, debido a que la temperatura es inferior a la de referencia (25 °C), y al ser el caudal elevado (200 kg/h), la exergía es mayor que cero. La exergía de esta corriente es inferior en los meses centrales del año, en los que el agua del mar tiene una temperatura mayor, y por lo tanto más cercana a la de referencia que en los meses más fríos.
- En cuanto al punto 19, su exergía química va a ser mayor que cero, pues la concentración de sal es nula, y por tanto diferente a la de referencia; lo mismo ocurre con la exergía térmica. Sin embargo, se observa que los valores de exergía absoluta son bajos, y esto se debe a que el caudal es muy inferior al caudal del punto 16.
- Finalmente, en el punto 20 se tienen valores de exergía mayores, debido por un lado a una concentración de sales y temperatura diferentes a las de referencia, así como a un elevado caudal.

- **Lazo eléctrico:**

- En primer lugar, cabe destacar el elevado valor exerético de la radiación solar (puntos 21-23), en comparación con otra fuente como por ejemplo la exergía del viento (punto 32). Si bien el valor de la exergía del sol es más elevado en los meses más centrales del año, se observa cómo la exergía del viento no sigue ningún patrón concreto, sino que crece y decrece varias veces a lo largo del año.

- Puede observarse también que la exergía consumida por las bombas del intercambiador de MD (corriente 27) y bomba interna de la MD (corriente 29) también es mayor en los meses del año en los que hay más sol, ya que el agua adquiere una mayor temperatura y por tanto el lazo de desalación funciona durante más tiempo. La bomba del circuito de captación solar también consume ligeramente más exergía (corriente 26) en los meses centrales, pero la diferencia no es tan notoria ya que, en mayor o menor grado, hay radiación solar a lo largo del año. Por último, la bomba de ACS (corriente 28) mantiene un consumo energético más o menos constante a lo largo del año.
- Finalmente, a diferencia de la destilación por membranas, la osmosis inversa funciona de manera continua, y por ello la exergía consumida es constante a lo largo del año.

- Lazo ósmosis inversa

- Al igual que ocurría con la alimentación de agua de mar de la MD, la corriente 36 (agua de mar a RO) tiene una exergía diferente de cero debido a la diferencia de temperaturas con respecto a la referencia. Además, las corrientes asociadas a la RO tienen una exergía inferior en los meses de verano, debido a que su temperatura está en estos meses más cercana a la de referencia (25°C).
- Finalmente, puede observarse que la corriente de agua desalada procedente de la RO tiene una exergía superior al agua procedente de la MD, debido a que el primer equipo funciona de manera continua durante todo el año, lo que se traduce en que produce un caudal medio de agua muy superior al equipo de MD, que sólo funciona cuando la disponibilidad térmica es suficiente. Adicionalmente, las corrientes relacionadas con la RO tienen presiones superiores a las corrientes de la MD, lo que implica que la exergía mecánica sea mayor que cero.

A continuación se muestran gráficos de los perfiles anuales de exergía (kJ/h) comentados.

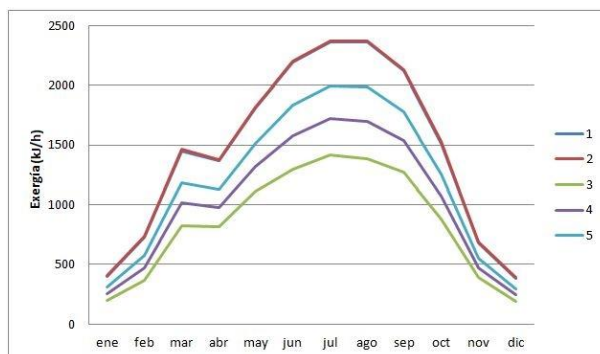


Figura 2: Exergías del lazo de captación solar

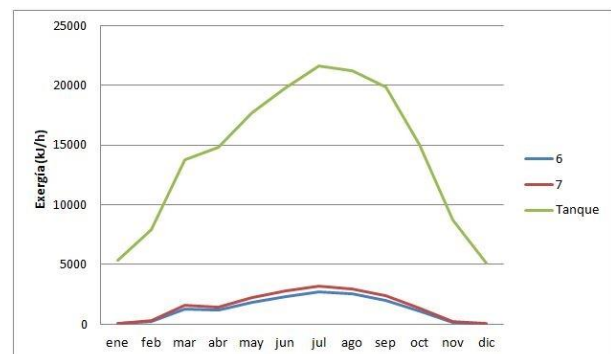


Figura 3: Exergías del lazo de agua caliente (tanque)

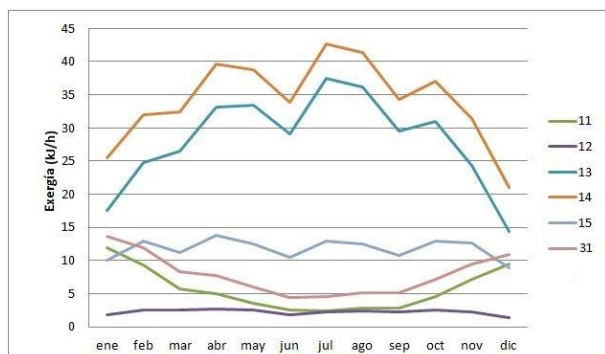


Figura 4: Exergías del lazo de agua caliente (parte de ACS)



Figura 5: Exergías del lazo caliente de la MD

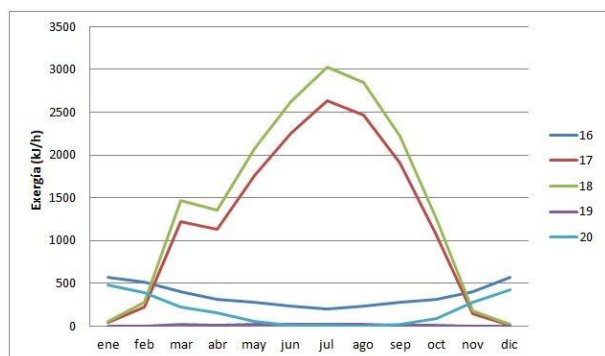


Figura 6: Exergías del lazo frío de la MD



Figura 7: Exergía radiación solar

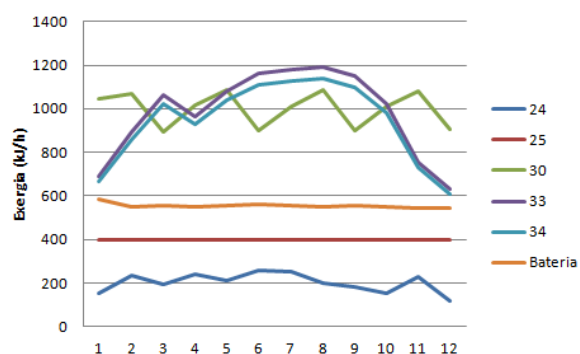


Figura 8: Exergías lazo eléctrico (sin bombas)

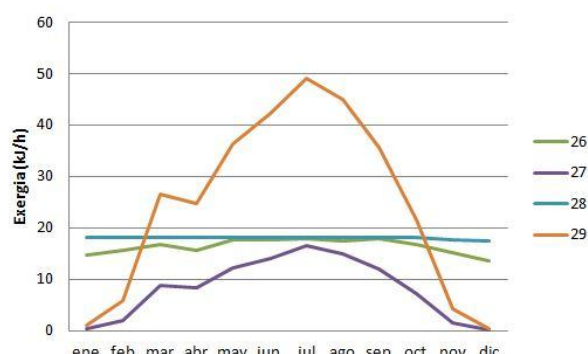


Figura 9: Exergías lazo eléctrico (bombas)

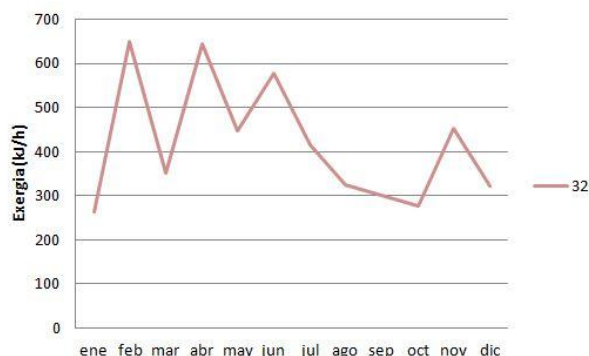


Figura 10: Exergía viento

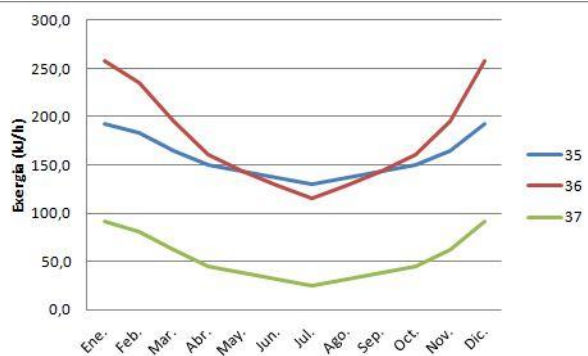


Figura 11: Exergía en RO

En el Anexo 2 se presentan varios gráficos más que amplían este apartado, los cuales muestran perfiles diarios, tanto para un día típico de invierno como para un día típico de verano, de las distintas corrientes de exergía de la planta.

4. ANALISIS TERMOECONOMICO

4.1. Cálculo de fuel y producto de los equipos

A la hora de estudiar una planta de energía, otro factor importante a tener en cuenta, además de las distintas ineficiencias que sus equipos puedan tener, es la viabilidad económica de ésta, y la manera en que pueden optimizarse cada uno de sus flujos. Si esta viabilidad económica y los costes internos se optimizan basándose en la eficiencia exergética de los procesos, entonces dicha viabilidad será completamente objetiva.

El análisis termoeconómico es aquel que combina la economía con el análisis termodinámico gracias al concepto de coste, el cual se aplica no en términos económicos sino en términos exergéticos (Valero & Torres, 2006). Por lo tanto, dicho análisis se utiliza, entre otras cosas, para:

- Asignar de manera razonada los costes de productos de una planta según criterios físicos.
- Optimizar procesos específicos para minimizar el coste final del producto (optimización global y local).
- Detectar ineficiencias y calcular sus efectos económicos.
- Evaluar diferentes alternativas de diseño para maximizar los beneficios.

Para llevar a cabo dicho análisis, en primer lugar debe determinarse el propósito productivo para cada equipo de la planta, es decir, un fuel y un producto, ambos en términos de exergía. La estructura productiva de la planta está compuesta por n procesos (tantos como equipos se consideran en la planta, 16 en nuestro caso), además del proceso 0, correspondiente al ambiente. Dichos procesos se conectan entre sí por flujos exergéticos, denominándose B_{ij} al flujo exergético que va desde el proceso i al proceso j .

Se denominará fuel (F) de un proceso a los recursos que éste consume para producir uno o varios productos (P) útiles para otros procesos o para el ambiente. Dichos recursos serán procedentes de otro proceso o del ambiente.

$$F_i = \sum_{j=0}^n B_{ji} \quad (23)$$

$$P_i = \sum_{j=0}^n B_{ij} \quad (24)$$

donde

F_i = fuel del proceso i (en unidades de exergía)

P_i = producto del proceso i (en unidades de exergía)

B_{ji} = flujos exergéticos que van desde el proceso j al proceso i (y que son por tanto fuel para el proceso i)

B_{ij} = flujos exergéticos que van desde el proceso i al proceso j (y que son por tanto producto del proceso i)

Para cada proceso i se tiene por tanto un fuel (suma de uno o varios recursos) y un producto (suma de uno o varios recursos); la diferencia entre ambos será la irreversibilidad del proceso:

$$F_i - P_i = I_i > 0 \quad (25)$$

Finalmente, se define la eficiencia exergética del proceso como el cociente entre el producto obtenido y el fuel aportado.

$$\eta_i = \frac{P_i}{F_i} \quad (26)$$

En la siguiente tabla se muestran las expresiones para obtener el fuel y producto para cada uno de los equipos de la planta, siendo B_i la exergía en kJ/h de la corriente i .

Eq.	Nombre	Fuel	Producto
1	PVT 1//2	B_{21}	$(B_4 - B_3) + B_{33}$
2	PVT 3//4	B_{22}	$(B_5 - B_4) + B_{34}$
3	TV	B_{23}	$B_1 - B_5$
4	B1	B_{26}	$B_2 - B_1$
5.1	HX storage tank	$B_{\text{acum. tanq.}}$	$B_7 - B_6$
5.2	HX storage tank	$B_2 - B_3$	$(B_7 - B_6) + B_{\text{acum. tanq.}}$
5.3	HX storage tank	$(B_2 - B_3) + B_{\text{acum. tanq.}}$	$B_7 - B_6$
6	Diverter	B_7	$B_8 + B_{13}$
7	B2	B_{27}	$B_9 - B_8$
8	HXW MD	$B_9 - B_{10}$	$B_{18} - B_{17}$
9	V1	$B_{10} + B_{11}$	B_6
10	Tempering	B_{26}	$B_{11} + B_{12}$
11	V-SHW	$B_{12} + B_{14}$	B_{15}
12	B3	B_{28}	$B_{14} - B_{13}$
13	MD	$(B_{18} - B_{17}) + B_{29} + B_{16}$	B_{19}
14	WT	B_{32}	B_{24}
15.1	Inverter	$B_{\text{acum. bat.}}$	$B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30}$
15.2	Inverter	$B_{24} + B_{33} + B_{34}$	$B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30} + B_{\text{acum. bat.}}$
15.3	Inverter	$B_{24} + B_{33} + B_{34} + B_{\text{acum. bat.}}$	$B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30}$
16	RO	$B_{25} + B_{36}$	B_{35}
Planta		$B_{16} + B_{21} + B_{22} + B_{23} + B_{31} + B_{32} + B_{36}$	$B_{15} + B_{19} + B_{30} + B_{35}$

Tabla 4: Definición fuel-producto de los equipos de la planta

Como puede observarse, el tanque acumulador de calor (equipo 5) es un caso especial, pues al tener un comportamiento dinámico no puede hacerse una única definición fuel-producto. Se distinguen 3 casos:

- Caso 1: no existe aportación solar. La demanda térmica se cubre utilizando el calor almacenado en el equipo. El fuel es por tanto la exergía acumulada consumida en ese periodo de tiempo, y el producto, el calentamiento del agua desde el punto 6 al punto 7.

- Caso 2: la aportación solar existente es suficiente para cubrir la demanda. Además, el sobrante se utiliza para acumular calor en el tanque. El fuel es la aportación del fluido del lazo solar (enfriamiento de 2 hasta 3), mientras que el producto será el calentamiento del agua de 6 a 7 más el aumento de la exergía del tanque en ese periodo de tiempo.
- Caso 3: sí que existe aportación solar, pero no es suficiente para cubrir la demanda térmica del agua. En este caso, el producto es, como en el caso 1, el calentamiento del agua de 6 a 7, pero el fuel es la suma de la aportación del fluido del lazo solar (enfriamiento de 2 a 3) más la exergía acumulada consumida en ese periodo de tiempo.

De manera similar a lo que ocurre con la energía térmica en el tanque de almacenamiento, cuyo funcionamiento es claramente un proceso transitorio, ocurre con el equipo de batería-inverter y la gestión en el esquema de la energía eléctrica. Dicho equipo se carga almacenando la electricidad cuando ésta se produce en exceso, para poder utilizarse después en los momentos en los que la demanda es superior a la producción. Por lo tanto, para este equipo también van a diferenciarse tres modos de operación:

- Caso 1: no hay producción eléctrica. La demanda se cubre utilizando la electricidad almacenada en la batería.
- Caso 2: la producción eléctrica es suficiente para cubrir la demanda. Además, el sobrante se utiliza para cargar la batería. El fuel es la electricidad producida y el producto, los consumos eléctricos y la carga de la batería en ese periodo de tiempo.
- Caso 3: sí que existe producción eléctrica pero no es suficiente para cubrir la demanda. En este caso, el fuel es la suma de la producción eléctrica más la carga de la batería consumida en ese periodo de tiempo.

A modo resumen, cabe destacar que, considerando la planta en su conjunto, su fuel estaría conformado por el agua de mar (16), la radiación solar (21), el agua de grifo (26) y el viento (27), mientras que su producto estaría formado por el agua caliente sanitaria (15), el agua desalada (19), la electricidad a la ósmosis inversa (23) y la electricidad a los consumos del hogar (25).

En la siguiente tabla se muestran los valores de fuel, producto, exergía destruida y eficiencia exergética para cada uno de los equipos. En este caso, se muestran los valores medios. A la hora de calcularlos, se tendrán en consideración sólo aquellos datos de los momentos en los que el equipo está en funcionamiento, es decir, aquellos en los que tanto fuel como producto son igual a cero se eliminan del cálculo. En el Anexo 3 puede verse una tabla extendida, en la que aparecen no sólo los valores medios sino también los valores máximo y mínimo.

Equipo	Fuel (kJ/h)	Producto (kJ/h)	Exergía destruida (kJ/h)	Eficiencia exergética (%)
1: PVT1//2	4217,7	710,6	3512,5	17%
2: PVT3//4	4187,0	674,4	3512,4	16%
3: TV	2463,2	229,7	2233,5	9%
4: B1	18,0	10,0	8,0	56%
5: Tanque	137,0	90,5	46,4	66%
6: Diverter	911,0	911,0	20,1	100%
7: B2	18,0	10,8	7,3	60%
8: HXW MD	507,5	503,5	4,0	99%
9: V1	769,2	759,9	19,4	99%
10: Temper.	8,0	8,0	0	100%
11: V ACS	37,1	12,1	25,0	33%
12: B3	18,0	6,0	12,0	33%
13: MD	838,5	23,8	814,8	3%
14: WT	621,4	307,1	314,3	49%
15: Inverter	2339,0	1711,7	626,6	75%
16: RO	572,7	157,0	415,6	27%

Tabla 5: Valores de fuel, producto, exergía destruida y eficiencia exergética para los equipos de la planta.

En primer lugar, cabe destacar cómo la eficiencia exergética es inferior en el captador de tubos de vacío que en los paneles híbridos. La razón es simple, ya que el producto de los paneles híbridos es tanto térmico como eléctrico, mientras que el captador sólo tiene producto térmico. Por ello, el aprovechamiento solar es menor en este último. Adicionalmente, el área de captación del colector de tubos de vacío es menor, por lo que hay también una menor entrada de recursos (fuel) en este equipo.

Como puede observarse, las válvulas diverter y tempering, cuya función únicamente es separar una corriente en dos diferentes, tienen eficiencias cercanas al 100%. En dichos equipos no ocurre ningún tipo de transformación, la división de caudales de agua. Por este motivo, las propiedades de las corrientes no cambian, y por ello el fuel y el producto son iguales. Caso diferente es el de las válvulas mezcladoras. En éstas, las propiedades de las corrientes de entrada son diferentes a la de la corriente de salida. Un ejemplo es la válvula de agua caliente, en la cual se mezclan las corrientes 12 y 14 para dar lugar a la 15. La presión de la corriente 14 es muy superior a las presiones en 12 y 15; por este motivo, dicha corriente tiene una exergía mayor a las otras dos, y es por ello por lo que el fuel es superior al producto, y por tanto la eficiencia exergética baja.

Por otro lado, se encuentra la otra válvula mezcladora, la V1. En este caso la eficiencia es muy superior, lo que podría contradecir lo que acaba de comentarse. Tal y como puede verse en el Anexo 3, su eficiencia varía entre el 73 y el 100%, siendo el valor medio el que se representa en la tabla superior, del 99%. Para poder explicarlo correctamente, hay que distinguir varios casos en el funcionamiento. Uno de ellos es el caso en el que no hay producción en el equipo de MD. En estos casos, el caudal que va al lazo caliente de la MD es nulo, por lo que la corriente 10 es cero. Por ello, en estos casos esta válvula no funciona como mezcladora; simplemente dirige la corriente 11 hacia 6, haciendo que entrada sea igual a salida, y por lo tanto su eficiencia sea del 100%. El caso contrario no ocurre en ningún

momento del año, es decir, no hay un solo momento, tal y como se ha simulado el funcionamiento de la planta, en el que la corriente del punto 11 sea igual a cero. Por lo tanto el otro caso de funcionamiento es cuando ambas corrientes 10 y 11 existen, y se mezclan para dar lugar a la corriente 6. De los 43800 puntos obtenidos en la simulación de funcionamiento para cada corriente (Acevedo et al., 2016), en menos de un 25% ocurre el caso que se comenta. Por ello, la eficiencia media va a tender a ser alta, debido a que en la mayor parte del tiempo de funcionamiento de la válvula ésta no actúa como mezcladora, sino simplemente recircula la corriente 11 a 6.

En los casos en los que sí hay caudal en 10, éste siempre es de 200 kg/h por diseño, mientras que la corriente 11 depende de la entrada de agua de grifo, pero su valor oscila entre 0,33 y 3,94 kg/h a lo largo del año para los casos con entrada de corriente 10 a la válvula. Este valor de 11 es muy inferior al caudal de 10, lo que provoca que al mezclarse ambas corrientes, la corriente 6 resultante sea mucho más cercana a las propiedades de 10 que de 11, y la eficiencia siga siendo elevada, aunque ya no tanto como en el caso anterior. Por este motivo la eficiencia de esta válvula mezcladora puede parecer sorprendentemente alta.

Otro dato que puede parecer sorprendente es la baja eficiencia exergética del sistema de destilación por membranas. En este caso, el producto tiene una exergía muy baja en comparación con el fuel debido al bajo caudal de destilado que se produce. Frente a dicho equipo, se observa que el de desalación por ósmosis inversa tiene una eficiencia exergética superior. Dicho equipo funciona de manera continuada, bajo el principio físico de filtrado y no de destilado para desalar, y produce una corriente de destilado muy superior al equipo de membranas. Por dichos motivos, tiene mayor eficiencia.

Finalmente, podemos destacar la elevada eficiencia del sistema de intercambio térmico con el equipo de MD. Como ocurriría con la válvula y la corriente 10, este equipo no funciona durante el 77% del tiempo anual, debido a que en ese tiempo no hay temperatura suficiente en el tanque de almacenamiento térmico como para que se desvíe agua caliente al equipo de MD. Por ello para calcular su eficiencia se utiliza únicamente el otro 23% de los datos. La corriente de agua que circula por el intercambiador en ambos lazos es la misma, 200 kg/h. Además, las temperaturas a ambos lados son muy similares. Mientras que en el lado caliente, el agua cede calor al intercambiador para pasar de temperaturas entre 70-90°C a 60-86°C, en el lado frío las temperaturas tanto de entrada como de salida difieren como máximo de las del lado caliente en 3-3,5°C. Puede parecer un dato eficiencia demasiado elevado, sin embargo los datos de temperaturas de los que se ha partido proceden de la simulación. Para determinar si realmente la eficiencia del intercambiador puede ser tan elevada, sería conveniente realizar un estudio detallado de las características del intercambiador.

4.2.Cálculo de los costes exergéticos

Una vez que se tiene definida la estructura productiva de la planta, el siguiente paso es realizar el análisis de costes exergéticos. Para llevar a cabo dicho análisis, se va a utilizar la herramienta TAESS. Dicha herramienta nos permite realizar el análisis termoeconómico de un sistema termodinámico en un momento concreto del tiempo; dado que en la planta a estudio se tiene información de funcionamiento de todo un año, es imposible presentar el análisis para todo el año utilizando la herramienta TAESS. Por este motivo, se van a analizar solamente

puntos concretos del tiempo, que sean significativos y puedan dar una idea del comportamiento de la planta en diferentes situaciones.

El coste exergético de una corriente B_{ij} , representado dicho coste como B_{ij}^* , se define como la cantidad de recurso exergético necesaria para producir dicha corriente, por lo que es un parámetro adimensional (kW/kW). Por otro lado, el coste unitario de una corriente será el cociente entre el coste exergético de dicha corriente y su exergía (Valero & Torres, 2006).

$$k_{ij}^* = \frac{B_{ij}^*}{B_{ij}} \quad (27)$$

Para un proceso dado se tendrá F^* y P^* , que son los costes exergéticos de su fuel y su producto. Cabe señalar que el coste de los productos de un componente incluye tanto el coste de sus recursos, como el de los residuos originados al producirlo.

$$P^* = F^* + R^* \quad (28)$$

Finalmente, se denomina ratio de distribución exergética, y_{ij} , al porcentaje del producto de un proceso j (P_j) que es utilizado como recurso para el proceso i (B_{ji}).

$$y_{ij} = \frac{B_{ji}}{P_j} \quad (29)$$

La herramienta TAESS permite, introduciendo como datos la estructura productiva de la planta y los valores de exergía de las distintas corrientes, calcular todos los parámetros anteriormente definidos y obtener un estudio termoeconómico completo.

Es importante destacar que la estructura productiva tanto del tanque (proceso 5) como la batería (proceso 15) son un caso especial; como se ha comentado anteriormente, la definición Fuel-Producto de estos dos equipos varía en función de los recursos y consumos de cada momento. Sin embargo, en TAESS no es posible definir equipos con un funcionamiento transitorio. Por este motivo, para poder llevar a cabo los cálculos con el software sin que éste nos genere problemas (de una estructura productiva consistente desde el punto de vista del balance exergético), se va a definir el fuel y producto de ambos equipos como si éstos no almacenaran exergía, para que permita realizar el cálculo del resto de la planta, y posteriormente se analizarán aparte los costes exergéticos del tanque y batería, los cuales se añadirán “a mano” al resto del análisis.

Por dicho motivo, a las horas de funcionamiento en las que la planta “tira” de reserva eléctrica y térmica, es decir, cuando no hay aporte solar, no es posible realizar el estudio termoeconómico con TAESS, pues al no poder incluir los valores de carga y descarga de la batería y el tanque, los valores de exergía de los productos salen mayores que los fueles y por tanto el programa no puede realizar el análisis. Por este motivo, se presentan únicamente los resultados del análisis termoeconómico durante las horas del día en las que hay sol.

A continuación se presentan los resultados de los análisis que se realizaron con TAESS. En concreto, se ha analizado un día de verano y un día de invierno, para poder realizar una comparativa de funcionamiento de ambos casos extremos. Como resultaría demasiado extenso explicar todos los resultados obtenidos, se va a explicar detalladamente únicamente uno de los análisis realizados, y posteriormente se presentarán unos gráficos resumen de los resultados globales.

El resultado que se comenta a continuación es el perteneciente al funcionamiento de la planta a las 14:00 del mediodía de un día de julio, momento en el que teóricamente el recurso renovable va a ser máximo.

En el Anexo 4 puede verse la tabla F-P del presente caso. Más relevante resulta comentar la siguiente tabla, que muestra el análisis de costes exergéticos de los equipos de la planta.

	Nr	F [kJ/h]	P [kJ/h]	I [kJ/h]	k	C _f	C _p	C _{p,e}	C _{p,r}
PVT12	1	8148,9	1427,7	6721,2	5,71	1,00	5,71	5,71	0
PVT34	2	8148,9	1341,9	6807,0	6,07	1,00	6,07	6,07	0
TV	3	3499,5	354,0	3145,5	9,89	1,00	9,89	9,89	0
B1	4	14,6	8,4	6,3	1,75	9,52	16,61	16,61	0
Tanque	5	891,0	587,4 + acumulado	303,6	1,52	6,76	10,26	10,26	0
Diverter	6	4263,9	4263,1	0,8	1,00	11,25	11,26	11,26	0
B2	7	16,8	10,1	6,7	1,66	9,51	15,83	15,83	0
HXW MD	8	506,7	506,3	0,4	1,00	11,27	11,28	11,28	0
V1	9	3726,2	3676,5	49,6	1,01	11,26	11,41	11,41	0
Temp.	10	4,5	4,5	0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	0
VACS	11	49,7	12,8	36,9	3,89	13,12	51,12	51,12	0
B3	12	18,0	4,8	13,2	3,77	9,51	35,82	35,82	0
MD	13	756,5	21,9	734,6	34,57	8,45	291,91	291,91	0
WT	14	644,6	277,2	367,3	2,32	1,00	2,32	2,32	0
Inver.	15	2518,2	1530,8 + acumulado	987,4	1,65	5,78	9,51	9,51	0
RO	16	511,4	130,4	381,0	3,92	7,59	29,77	29,77	0

Tabla 6: Análisis de costes exergéticos

En primer lugar, podría destacarse cómo los paneles híbridos fotovoltaicos térmicos son los que mayores irreversibilidades tienen, seguidos del panel de tubos de vacío. Sin embargo, este valor no es objetivo, ya que dichas altas irreversibilidades se deben a que las cifras de exergía que manejan estos equipos son más elevadas que otros equipos. Para comparar objetivamente se utiliza el consumo unitario k.

Como podemos observar, el equipo de desalación por membranas tiene un elevado consumo unitario, más de 3 veces superior al del siguiente equipo, el panel de tubos de vacío. Dicho elevado consumo se debe al bajo valor exergético de su producto, lo cual es consecuencia del bajo caudal de agua que se produce. Como contraste, encontramos el equipo de ósmosis inversa, cuyos consumos unitarios son más de 8 veces inferiores a los de la MD. El

equipo de ósmosis inversa produce un caudal de desalado mayor, lo que resulta en mayores exergías de producto. Ante disponibilidad de recursos, la RO parece ser una tecnología más eficiente a la hora de obtener agua desalada. La ventaja del equipo de MD puede estar en el tipo de fuel que utiliza, ya que se alimenta de energía térmica, y un bajo consumo eléctrico para alimentar su bomba. En los casos en los que no es posible una elevada disponibilidad de energía eléctrica, pero sí que se dispone de energía térmica de origen puramente residual, esta tecnología sí resulta favorable.

Si se observan las distintas tecnologías solares, puede destacarse que los paneles híbridos tienen menores consumos unitarios que el colector de tubos de vacío. La razón es que, partiendo de un único fuel (la radiación solar), el primer equipo genera tanto energía térmica como electricidad, mientras que el segundo genera únicamente energía térmica.

Finalmente también puede destacarse que, a pesar de que la tecnología solar aporta un producto mayor que el aerogenerador, el segundo equipo tiene menores consumos unitarios.

La columna c_f indica los costes exergéticos unitarios del fuel. En cuanto a los costes exergéticos unitarios del producto, c_p , éstos se dividen en costes debidos a irreversibilidades y costes debidos a residuos. Como en el caso de la planta a estudio no se ha definido ningún residuo, se observa que los costes del producto debidos a los residuos son todos igual a cero.

En aquellos equipos en los que su fuel no procede de otros equipos de la planta, sino del exterior (paneles híbridos, captador solar, válvula tempering y aerogenerador), los costes unitarios del fuel son 1, por coincidir el coste del fuel con el propio fuel. En cuanto al resto de equipos, vemos que los costes unitarios del fuel varían entre aproximadamente 8,5 y 13.

Siguiendo la línea de los consumos unitarios, se observa que el equipo de MD es el que mayores costes exergéticos unitarios de producto tiene. Dicho equipo tiene una irreversibilidad del 97%, y por este motivo resulta muy “caro” en términos de exergía producir agua con él, ya que gran parte del fuel que necesita se pierde.

Podría destacarse el equipo de RO, el cual a pesar de tener un consumo unitario bajo en comparación con otros equipos como los captadores solares, tiene mayores costes unitarios, tanto de fuel como de producto, que estos equipos. El motivo es, en primer lugar, que el fuel de este equipo no entra todo directamente del ambiente, ya que toma electricidad de la batería. Además, los costes unitarios de la electricidad del invertir se imputan a varios equipos (paneles fotovoltaicos y aerogenerador), por lo que se arrastran sus irreversibilidades y esto provoca que se eleven los costes de los equipos que consumen electricidad, como las bombas y la RO. Es de notar también el elevado valor exergético de la salmuera, siendo el 90% del flujo de agua marina consumido en el proceso.

La siguiente figura muestra el gráfico de costes. En él se observa cómo las irreversibilidades de un equipo afectan a los costes de los demás equipos “aguas abajo”.

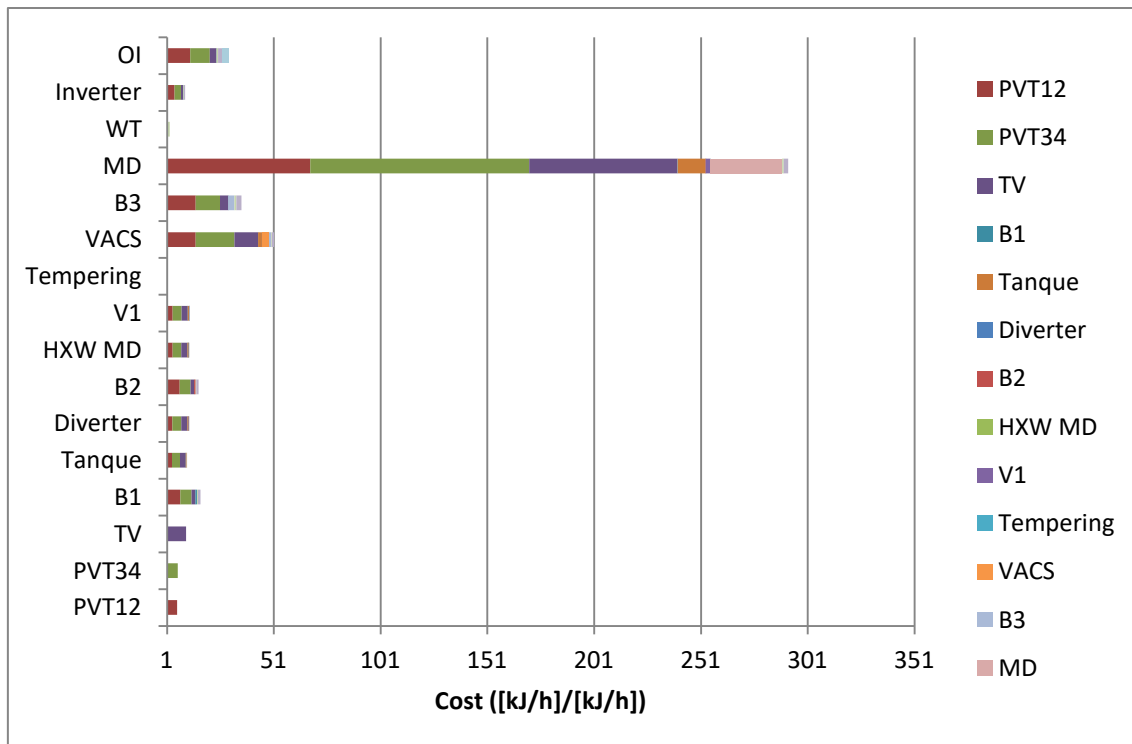


Figura 12: Descomposición de costes unitarios de la planta

En primer lugar, puede destacarse cómo las irreversibilidades de los captadores solares afectan a los costes de todos los demás equipos, excepto ellos mismos y la válvula tempering por tener como único fuel el procedente del ambiente.

Los equipos solares se encuentran en la cabecera de la planta, por lo que una malfunción en uno de estos equipos va a afectar al funcionamiento de toda la planta.

Por el contrario y en teoría, fallos en los equipos que se encuentran a la cola de la planta como la MD o la RO, no afectan sobre ningún otro equipo excepto a sus prestaciones.

En este gráfico se muestra claramente cómo el equipo más crítico de la planta, es con diferencia, la destilación por membranas. Sus costes se ven muy afectados sobre todo por las irreversibilidades de los 3 equipos solares que proveen su input térmico necesario, por lo que un mal funcionamiento en alguno de éstos afectaría considerablemente al equipo de MD.

El análisis se ha hecho sin tener en cuenta los costes exergéticos de los acumulados en tanque y batería. En el Anexo 5 se detalla un análisis en el que sí que se tienen en cuenta.

Finalmente se presentan a continuación unas gráficas de columnas que muestran, tanto para verano como para invierno de manera comparativa, el perfil de consumos unitarios frente a la producción de los equipos productivos de la planta, es decir, paneles solares, captador de tubos de vacío, aerogenerador y planta de desalación por membranas, para un rango de horas en los que hay producción. Para el equipo de ósmosis inversa no se presenta la gráfica, pues tanto el fuel como el producto de dicho equipo son constantes, por lo que no va a haber variación a lo largo del día. Como se ha comentado anteriormente, resulta muy complejo realizar estos cálculos para los momentos del día en los que no hay aportación solar y por lo tanto el fuel de los equipos proviene de el tanque y la batería, ya que el software

TAESS no permite realizar el análisis de costes de dichos equipos; por lo tanto, la definición fuel producto quedaría de manera que los equipos productivos tendrían producto pero no tienen fuel (más allá de la carga y descarga, la cual no se incluye en TAESS).

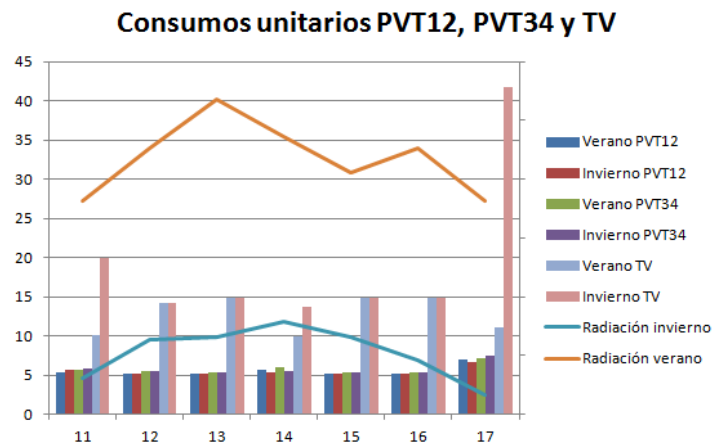


Figura 13: Perfil de consumos unitarios de los equipos solares

Como puede observarse, y redundando en comentarios anteriores, los consumos unitarios del equipo de tubos de vacío son muy superiores a los de los paneles híbridos. En el caso de éstos últimos, no hay mucha diferencia entre su consumo unitario a lo largo de las horas, debido posiblemente a que en dichos equipos la componente eléctrica juega gran peso, y como la producción eléctrica es proporcional a la radiación solar, aunque en las horas “extremas” de la gráfica hay menor radiación, también hay proporcionalmente menor producción y por tanto el cociente entre ambos, es decir, el consumo unitario, se mantiene similar que en las horas con mayor sol.

Cabe destacar la gran diferencia que hay, para el equipo TV, entre sus costes unitarios en invierno y verano a primera y última hora de la gráfica. Si se observa la línea de radiación de invierno, vemos cómo a esas horas ésta es bastante menor que en las horas centrales. Por este motivo, el agua del circuito adquiere menores temperaturas, a primera hora porque el equipo está arrancando, y a última hora de la tarde, ya casi no hay aporte solar (en invierno a las 17 horas está anocheciendo). Por ello, el producto es muy bajo, y el consumo específico, elevado.

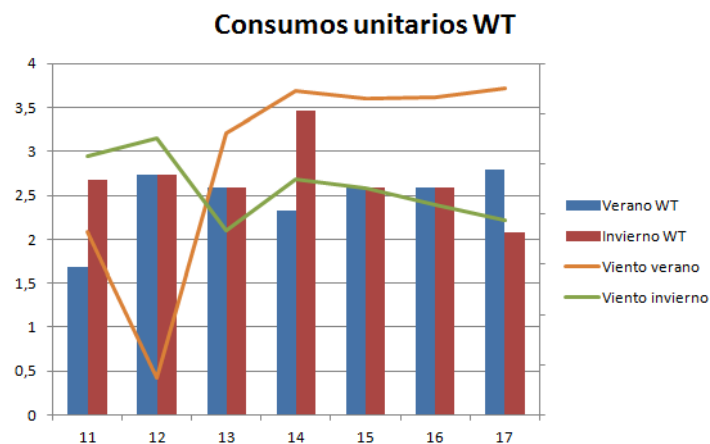


Figura 14: Perfil de consumos unitarios del aerogenerador

En este caso, como ya se ha comentado anteriormente el viento no sigue un perfil concreto a lo largo del día ni en invierno/verano, a diferencia del sol, el aire es más aleatorio. Por este motivo, los consumos unitarios del aerogenerador no siguen ningún patrón concreto, en cualquier caso arrojan valores medios independientemente de su carga.

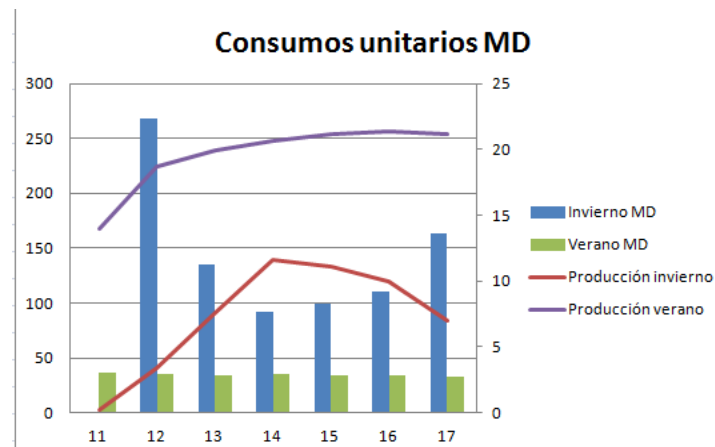


Figura 15: Perfil de consumos unitarios de la planta de MD

Finalmente se presentan los consumos unitarios de la planta de MD. En primer lugar, cabe mencionar que para las 11 de la mañana no hay dato de invierno; para que el equipo de MD opere, se necesita en el tanque una temperatura de 70°C. Probablemente en invierno, para esa hora de la mañana todavía no se ha alcanzado esa temperatura en el tanque, y por este motivo no hay producción de agua en la planta de desalación.

Por otro lado, cabe destacar la gran diferencia de consumo unitario de la planta entre verano e invierno. El motivo es que la producción en verano es muy superior a la producción en invierno, lo que conlleva que para producir un litro de agua se necesita mucha más exergía en invierno. Ello confirma que la planta de destilación por membranas presenta un mejor funcionamiento en las épocas del año con mayor contribución solar.

5. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Durante la operación de la planta, pueden surgir distintos problemas tales como averías, que pueden hacer que durante un tiempo el rendimiento de alguno de los equipos disminuya. Por ese motivo, es interesante conocer cómo puede afectar este tipo de fallos al funcionamiento del resto de la planta.

En este caso, se ha disminuido el rendimiento de uno de los paneles híbridos, en concreto del equipo 1, haciendo que su rendimiento térmico disminuya en un 50% y su rendimiento eléctrico en un 30%. Además, se han mantenido los productos de la planta.

El caso sobre el que se ha realizado el estudio termoeconómico de la planta para este fallo ha sido el mismo que el analizado en el apartado anterior, un día de julio a las 14:00, para poder comparar los resultados con los obtenidos en el anterior apartado.

Process	Nr	F [kJ/h]	P [kJ/h]	I [kJ/h]	k	C _f	C _p	C _{p,e}	C _{p,r}
PVT12	1	8148,9	942,9	7206,0	8,64	1,00	8,64	8,64	0
PVT34	2	8148,9	1341,9	6807,0	6,07	1,00	6,07	6,07	0
TV	3	3499,5	354,0	3145,5	9,89	1,00	9,89	9,89	0
B1	4	14,6	8,4	6,3	1,75	9,71	16,97	16,97	0
Tanque	5	751,1	587,4	163,7	1,28	7,61	9,73	9,73	0
Diverter	6	4263,9	4263,1	0,8	1,00	10,69	10,69	10,69	0
B2	7	16,8	10,1	6,7	1,66	9,71	16,17	16,17	0
HXW MD	8	506,7	506,3	0,4	1,00	10,71	10,71	10,71	0
V1	9	3726,2	3676,5	49,6	1,01	10,70	10,84	10,84	0
Tempering	10	4,5	4,5	0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	0
VACS	11	49,7	12,8	36,9	3,89	12,72	49,53	49,53	0
B3	12	18,0	4,8	13,2	3,77	9,71	36,60	36,60	0
MD	13	756,5	21,9	734,6	34,57	8,08	279,37	279,37	0
WT	14	644,6	277,2	367,3	2,32	1,00	2,32	2,32	0
Inverter	15	2173,3	1530,8	642,5	1,42	6,84	9,71	9,71	0
RO	16	511,4	130,4	381,0	3,92	7,75	30,39	30,39	0

Tabla 7: Análisis de costes exeréticos para el caso de fallo en un panel PVT.

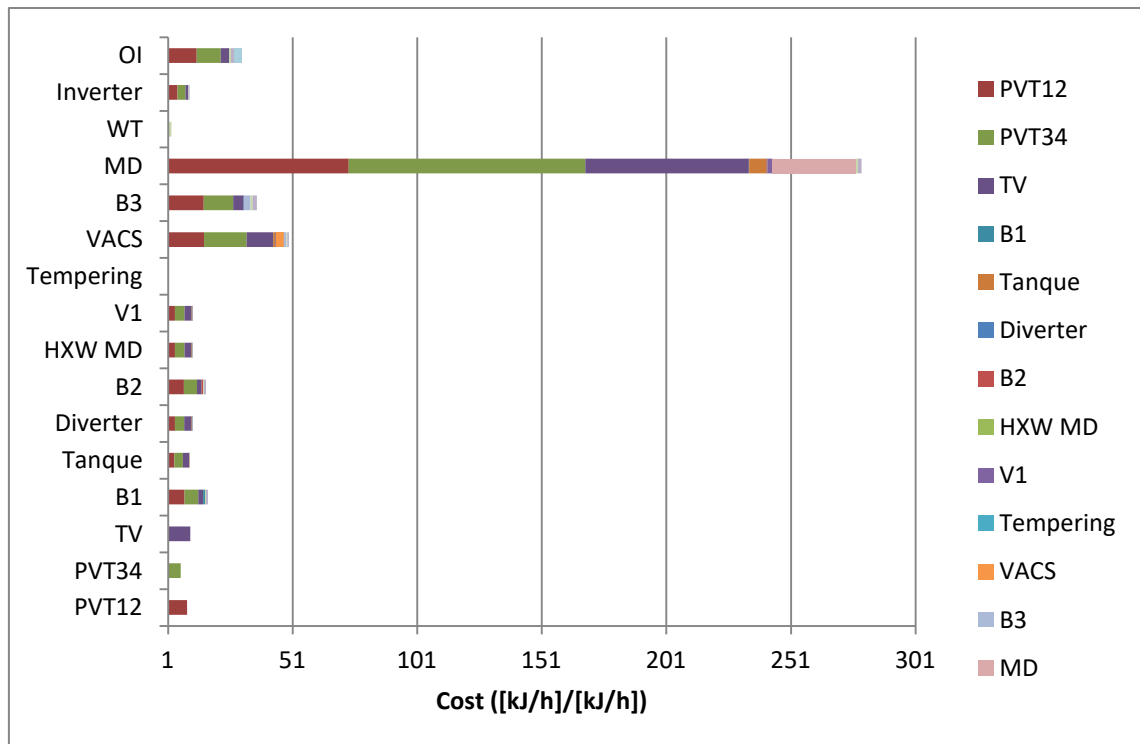


Figura 16: Reparto de costes exergéticos unitarios para el caso de fallo en un panel PVT

En la siguiente página se muestra una figura que representa la comparativa entre los costes exergéticos unitarios para el caso de funcionamiento normal y para el caso de fallo. Las gráficas superiores representan el funcionamiento en estado normal, y las de debajo el funcionamiento en caso de fallo.

Como puede observarse en la figura, el fallo en el panel híbrido PVT12 provoca que aumenten los costes exergéticos unitarios del resto de equipos debidos a dicho equipo, representados mediante la sección granate de las barras. En todos los equipos dicha sección aumenta en el caso de fallo, aunque es más notable en aquellos equipos cuyos costes totales son mayores.

Podría parecer sorprendente cómo los costes del equipo de MD disminuyen al tener el fallo en el panel; el motivo de esta disminución se debe realmente a las limitaciones del modelo en la simulación de la malfunción: al haber mantenido constante el producto final, el tener menor producto de los paneles provoca que el resto de equipos tengan menos fuel, por lo que al producir el mismo producto con menos fuel, disminuyen sus costes.

En la realidad puramente física, el fallo en el equipo PVT 1//2 provocaría un aumento en el consumo de energía térmica del acumulado del tanque y electricidad de la batería, para poder suplir las demandas correctamente. Sin embargo, al no poder representar estos equipos correctamente con TAESS, no es posible reflejar fielmente cómo afectan este tipo de fallos al funcionamiento real de la planta. Sería necesario realizar simulaciones de funcionamiento con el nuevo rendimiento del panel híbrido, para obtener las nuevas temperaturas y caudales de trabajo, y realizar un nuevo cálculo de exergías para poder llevar a cabo un análisis termoeconómico más exacto.

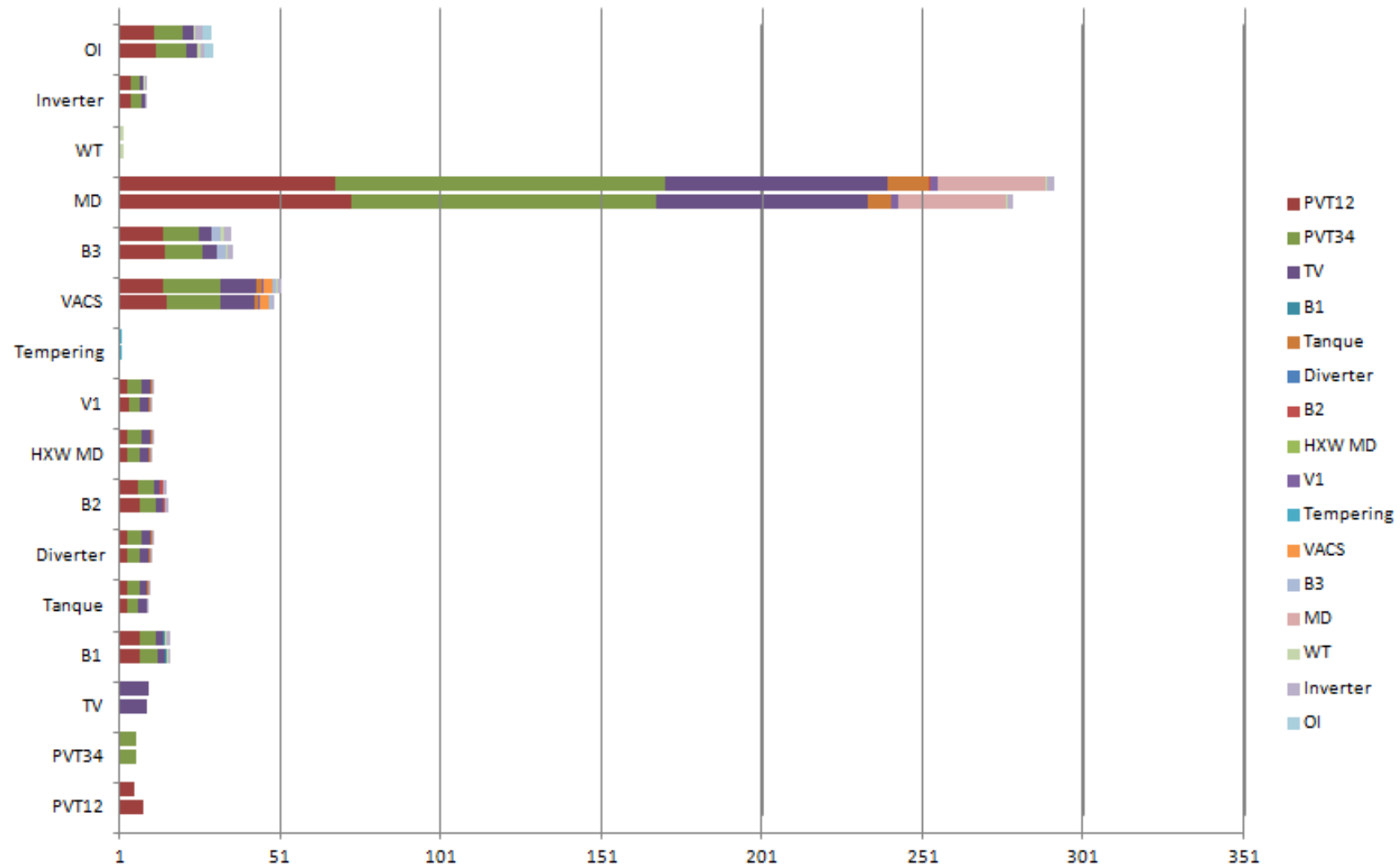


Figura 17: Comparativa de costes exergéticos entre funcionamiento normal y fallo.

6. CONCLUSIONES

En el presente Trabajo de Fin de Máster se ha analizado, en primer lugar el estado del arte de las tecnologías de poligeneración mediante fuentes renovables, así como de sus análisis exergéticos y termoeconómicos. Como se ha podido comprobar investigando en la literatura, existen pocos estudios exergéticos y termoeconómicos a plantas 100% renovables, por ser una integración de tecnologías muy novedosa, y por la complejidad que dichos estudios tienen.

A continuación, se ha realizado un cálculo de exergías de la planta, describiendo al detalle cómo obtener cada una de las exergías. Los resultados de dicho cálculo se han utilizado posteriormente para llevar a cabo un Análisis Termoeconómico del funcionamiento de los equipos de la planta, utilizando la herramienta TAESS. Dicho estudio complementa el trabajo ya realizado anteriormente por Acevedo et al. (2016), en el que se ha simulado el funcionamiento de la planta para optimizarlo, y poner en marcha una planta piloto. Por lo tanto, este Trabajo de Fin de Máster aporta datos interesantes para posibles futuras mejoras de la planta.

Como se ha podido observar a lo largo del presente trabajo, el software actual existente para realizar análisis termoeconómicos, TAESS, no es suficiente para realizar estudios que no sean meramente puntuales, sino de perfiles anuales. Sería interesante poder desarrollar una herramienta informática más potente, capaz de calcular estos análisis de manera dinámica para largos periodos de tiempo.

Además, también se ha demostrado la dificultad a la hora de realizar análisis a equipos con comportamiento dinámico cuyo funcionamiento varía según las condiciones, como el tanque de almacenamiento térmico y la batería, cuya definición Fuel-Producto presenta hasta 3 casos distintos según las condiciones de aporte solar. La herramienta TAESS no es capaz de hacer este tipo de análisis transitorios, lo que complica aún más la realización de estudios termoeconómicos a plantas de este tipo.

Finalmente, si bien es cierto que en este Trabajo de Fin de Máster se han tratado las fuentes renovables (viento y sol) de igual manera que cualquier otro combustible a la hora de imputar sus costes exergéticos, no queda del todo claro hasta qué punto puede tratarse a este tipo de fuentes de igual manera que a otros combustibles, ya que tanto el sol como el viento son “gratis”, el único coste que realmente debería de imputárseles es el de los equipos de captación. Por este motivo, podría suponer una desventaja el considerar los fueles renovables de la misma manera que los no renovables, ya que no se refleja realmente en el estudio que dichos fueles no tienen coste real en la planta. Por tanto, en el caso de un análisis termoeconómico comparativo de sistemas usando EERR y convencionales, el valor de $k^*=1$ como entrada al sistema debe sustituirse (o multiplicarse, mejor dicho) por un valor en €/kJ, que considere solo la amortización de los equipos en el caso de sólo EERR, e incluya el coste del combustible fósil además de la amortización, en el caso de apoyo de energías convencionales al mismo esquema.

Este Trabajo de Fin de Máster podría ampliarse mucho más, realizando análisis termoeconómicos a muchos más momentos de funcionamiento del año, por ejemplo a todo

un perfil anual. También sería muy interesante obtener un software capaz de realizar análisis a equipos transitorios.

Podría concluirse que desarrollar un método para el análisis exergético y termoeconómico aplicado a sistemas con funcionamiento dinámico sería una buena línea de investigación a llevar a cabo, por su complejidad, pero sobre todo por su utilidad a la hora de optimizar el funcionamiento de este tipo de equipos.

7. BIBLIOGRAFIA

- [1] Acevedo L., Del Amo A., Uche J., Cirez F., Uson S., Martinez A. & Guedea, I. (2016). *Dynamical simulation of a trigeneration scheme for domestic purposes based on hybrid techniques*. *Energies* (2016), in press.
- [2] Banat F. & Jwaied N. (2008). Exergy analysis of desalination by solar-powered membrane distillation units. *Desalination*(230), 27-40.
- [3] Bigg P. (1967). Density of water in SI units over the range 0-40°C. *British Journal of Applied Physics*, 18(11), 521-537.
- [4] Bromley L., Diamond A., Salami E. & Wilkins, D. (1970). Heat capacities and enthalpies of sea salt solutions to 200 °C. *Journal Of Chemical & Engineering Data*, 15(2), 246-253.
- [5] Buonomano A., Calise F., Ferruzzi G. & Vanoli, L. (2014). A novel renewable polygeneration system for hospital buildings: Design, simulation and thermo-economic optimization. *Applied Thermal Engineering*(67), 43-60.
- [6] Calise F., Dentice d'Accadia M. & Piacentino A. (2014). A novel solar trigeneration system integrating PVT (photovoltaic/thermal collectors) and SW (seawater) desalination: Dynamic simulation and economic assessment. *Energy*(67), 129-148.
- [7] Campos Á., Pérez E., Sala J. M. & del Portillo L. A. (2012). Thermoeconomic analysis of a micro-CHP installation in a tertiary sector building through dynamic simulation. *Energy*(45), 228-236.
- [8] Karellas S. & Braimakis K. (2016). Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy Conversion and Management*(107), 103-113.
- [9] McNaught A. & Wilkinson A. (1997). IUPAC. Compendium of Chemical Terminology. *Blackwell Scientific Publications*, (2).
- [10] Millero F. & Poisson A. (1981). International one-atmosphere equation of state of seawater. *Deep Sea Research Part A. Oceanographic Research Papers*, 28(6), 625-629.
- [11] Moran M. & Shapiro H. (1988). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New York: Wiley.
- [12] Nafey A., Sharaf M. & García, L. (2010). Thermo-economic analysis of a combined solar organic Rankine cycle-reverse osmosis desalination process with different energy recovery configurations. *Desalination*(261), 138-147.
- [13] Petela R. (1961). *Exergy of Heat Radiation* (Ph. D. Tesis). Faculty of Mechanical Engineering Technology, Silesian Technical University, Gliwice.

- [14]Querol E., González-Regueral B., & Pérez-Benedito, J. (2013). *Practical approach to exergy and thermoeconomic analyses of industrial processes*. London: Springer.
- [15]Rubio C., Uche J., Martínez A. & Bayod, A.A. (2011). Design optimization of a polygeneration plant fuelled by natural gas and renewable energy sources. *Applied Energy*(88), 449-457.
- [16]Sharaf M., Nafey A. & Garcia, L. (2011). Exergy and thermo-economic analyses of a combined solar organic cycle with multi effect distillation (MED) desalination process. *Desalination*(272), 135-147.
- [17]Szargut J., Morris D. & Steward, F. (1988). *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. New York: Hemisphere.
- [18]Tahua A. M., Fath, H. E. S. & Armstrong P. R. (2011). A comprehensive techno-economical review of indirect solar desalination. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*(15), 4187-4199.
- [19]Talayero A., Telmo, E. & Bayod A. (2008). *Energia eolica*. Zaragoza: Prensas Universitarias de Zaragoza.
- [20]Valero A. & Torres C. (2006). Thermoeconomic Analysis. Exergy, Energy System Analysis and Optimization(2), 1-30. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), Developed under the Auspices of the UNESCO, Eolss Publishers, Paris, France, [<http://www.eolss.net>]

8. INDICE DE ACRÓNIMOS Y SÍMBOLOS

a	Actividad electrolito
A	Área
AC	Corriente alterna (Altern Current)
ACS	Agua Caliente Sanitaria
b	Exergía específica
b_m	Exergía específica mecánica
\dot{B}	Exergía absoluta
b_q	Exergía específica química
b_t	Exergía específica térmica
c	Concentración
c_f	Costes exergéticos unitarios del fuel
c_p	Costes exergéticos unitarios del producto
c_{pe}	Costes exergéticos unitarios del producto debidos a irreversibilidades
c_{pr}	Costes exergéticos unitarios del producto debidos a residuo
CPVT	Fotovoltaico Térmico de concentración (Concentrating Photovoltaic-Thermal)
C_{sp}	Calor específico
DC	Corriente continua (Direct Current)
E_{cin}	Energía cinética
ED	Electrodialisis
EERR	Energías Renovables
F	Fuel
F^*	Coste exergético unitario del fuel
g	Gravedad
G	Irradiación solar
h	Entalpía específica
I	Irreversibilidad
I_d	Fuerza iónica disolución
k^*	Coste exergético unitario
MD	Desalación por membranas (Membrane Distillation)
MED	Desalación multiefecto (Multi-Effect Distillation)
ml	Molalidad
\dot{m}	Caudal másico
p	Presión
P	Producto
P^+	Coste exergético unitario del producto
P_m	Peso molecular
PVT	Fotovoltaico Térmico (Photovoltaic-Thermal)
Q	Caudal volumétrico
R	Constante universal de los gases
RC	Factor de recuperación
R^*	Coste exergético unitario del residuo
RO	Ósmosis inversa (Reverse Osmosis)
s	Entropía específica
T	Temperatura
TV	Tubos de Vacío
v	Velocidad
W^*_{el}	Potencia eléctrica
WT	Aerogenerador (Wind Turbine)
x	Concentración molar

y	Ratio de distribución exergética
z	Altura
z_{el}	Valencia electrón
γ	Coeficiente de actividad del electrolito
η	Eficiencia exergética
v	Volumen específico
ρ	Densidad
ϕ	Diámetro iónico

9. INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: ESQUEMA DE LA PLANTA A ESTUDIO.

FIGURA 2: EXERGÍAS DEL LAZO DE CAPTACIÓN SOLAR

FIGURA 3: EXERGÍAS DEL LAZO DE AGUA CALIENTE (TANQUE)

FIGURA 4: EXERGÍAS DEL LAZO DE AGUA CALIENTE (PARTE DE ACS)

FIGURA 5: EXERGÍAS DEL LAZO CALIENTE DE LA MD

FIGURA 6: EXERGÍAS DEL LAZO FRÍO DE LA MD

FIGURA 7: EXERGÍA RADIACIÓN SOLAR

FIGURA 8: EXERGÍAS LAZO ELÉCTRICO (SIN BOMBAS)

FIGURA 9: EXERGÍAS LAZO ELÉCTRICO (BOMBAS)

FIGURA 10: EXERGÍA VIENTO

FIGURA 11: EXERGÍA EN RO

FIGURA 12: DESCOMPOSICIÓN DE COSTES UNITARIOS DE LA PLANTA

FIGURA 13: PERFIL DE CONSUMOS UNITARIOS DE LOS EQUIPOS SOLARES

FIGURA 14: PERFIL DE CONSUMOS UNITARIOS DEL AEROGENERADOR

FIGURA 15: PERFIL DE CONSUMOS UNITARIOS DE LA PLANTA DE MD

FIGURA 16: REPARTO DE COSTES EXERGÉTICOS UNITARIOS PARA EL CASO DE FALLO EN UN PANEL PVT

FIGURA 17: COMPARATIVA DE COSTES EXERGÉTICOS ENTRE FUNCIONAMIENTO NORMAL Y FALLO.

10. INDICE DE TABLAS

TABLA 1: RESULTADOS DE EXERGÍA PARA LAS 12 DEL MEDIODÍA DEL DÍA MEDIO DE CADA MES.

TABLA 2: EXERGÍA ESPECÍFICA EN VÁLVULA *DIVERter*

TABLA 3: EXERGÍA ESPECÍFICA EN VÁLVULA *TEMPERING*

TABLA 4: DEFINICIÓN FUEL-PRODUCTO DE LOS EQUIPOS DE LA PLANTA

TABLA 5: VALORES DE FUEL, PRODUCTO, EXERGÍA DESTRUIDA Y EFICIENCIA EXERGÉTICA PARA LOS EQUIPOS DE LA PLANTA.

TABLA 6: ANÁLISIS DE COSTES EXERGÉTICOS

TABLA 7: ANÁLISIS DE COSTES EXERGÉTICOS PARA EL CASO DE FALLO EN UN PANEL PVT.

11. INDICE DE ECUACIONES

- (1) $b_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + gz + \frac{v^2}{2}$
- (2) $b_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)$
- (3) $b_i = C_{sp} \cdot (T_i - T_0) - T_0 C_{sp} \ln \frac{T_i}{T_0} + v(P_i - P_0)$
- (4) $b_i = C_{sp} \cdot (T_i - T_0) - T_0 C_{sp} \ln \frac{T_i}{T_0} + v(P_i - P_0) + b_{q,i}$
- (5) $c_w = 1.0011833 - 6,1666652 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1,3999989 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 11,3333336 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$
- (6) $c_{sw} = c_w \cdot (1 - c \cdot (0,011311 - 1,146 \cdot 10^{-5} \cdot T))$
- (7) $\rho_{sw} = \rho_w + A * c + B * c^{3/2} + C * c^2$
- (8) $A = 0.824493 - 4.0899 \cdot 10^{-3} \cdot T + 7.6438 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 8.2467 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 5.3875 \cdot 10^{-9} \cdot T^4$
- (9) $B = -5.72466 \cdot 10^{-3} + 1.0227 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1.6546 \cdot 10^{-6} \cdot T^2$
- (10) $C = 4.8314 \cdot 10^{-4}$
- (11) $\rho_w = 999.842594 + 6.793952 \cdot 10^{-2} \cdot T - 9.09529 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 1.001685 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 - 1.120083 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 + 6.536336 \cdot 10^{-9} \cdot T^5$
- (12) $b_{q,i} = RT_0 \sum_i x_i \ln \frac{a_i}{a_{i0}}$
- (13) $a_i = \gamma_i m l_i$
- (14) $\ln \gamma_i = \frac{-A \cdot z_i^2 \sqrt{I_d}}{1 + B \cdot \phi_i \sqrt{I_d}}$
- (15) $I_d = \frac{1}{2} \sum_i m_i \cdot z_i^2$
- (16) $a_{H2O} = 1 - 0.017 \cdot \sum_i m_i$
- (17) $\dot{B}_i = \dot{m}_i \cdot b_i$
- (18) $\dot{B}_{corriente\ eléctrica} = \dot{W}_{el,i}$

$$(19) \quad E_{cinética\ viento} = \frac{1}{2} \rho_i v_i^3 A_{rotor}$$

$$(20) \quad \dot{B}_{viento} = 0,597 * \frac{1}{2} \rho_i v_i^3 A_{rotor}$$

$$(21) \quad \rho_{aire} = \frac{P_{aire} \cdot p_{m,aire}}{R \cdot T_{aire}}$$

$$(22) \quad B_{sol} = A_c \cdot G_{sol} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_a}{T_s} \right)$$

$$(23) \quad F = P + I$$

$$(24) \quad \eta = \frac{P}{F}$$

$$(25) \quad F_i = \sum_{j=0}^n B_{ji}$$

$$(26) \quad P_i = \sum_{j=0}^n B_{ij}$$

$$(27) \quad F_i - P_i = I_i > 0$$

$$(28) \quad \eta_i = \frac{P_i}{F_i}$$

$$(29) \quad k_{ij}^* = \frac{B_{ij}^*}{B_{ij}}$$

$$(30) \quad P^* = F^* + R^*$$

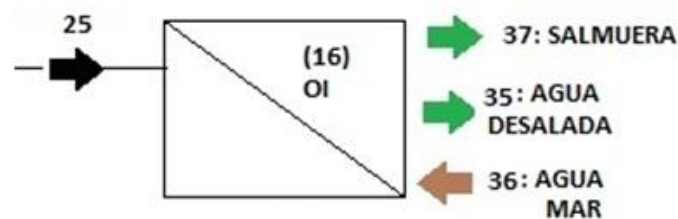
$$(31) \quad y_{ij} = \frac{B_{ji}}{P_j}$$

ANEXOS

A.1. DESCRIPCIÓN DEL CÁLCULO DEL EQUIPO DE ÓSMOSIS INVERSA

A diferencia del equipo de destilación por membranas, el funcionamiento anual del equipo de ósmosis inversa no ha sido previamente simulado en Trnsys; por este motivo, no se disponen de caudales ni temperaturas de funcionamiento.

Los únicos datos de los que se disponen de dicho equipo son los datos comerciales de éste. Por esta razón, es necesario realizar un cálculo de los caudales y temperaturas, para poder posteriormente obtener las exergías de los caudales de la planta.



Las corrientes relacionadas con la planta de ósmosis inversa son las siguientes:

- 25: consumo eléctrico de la planta de RO. Este dato es conocido, ya que la planta tiene un consumo eléctrico anual constante de 110 W = 396 kJ/h.
- 35: agua desalada. En las especificaciones de la máquina, se indica que ésta produce 35 L/h de agua desalada, con una concentración de 300 ppm.
- 36: agua de mar. De dicha corriente se conoce la concentración a trabajar en los futuros experimentos (35000 ppm), así como la temperatura, dato que se obtiene de la base de datos de Meteonorm.
- 37: salmuera.

Adicionalmente a estos datos, como valor de factor de recuperación (RC) se va a tomar 45%, por ser éste un valor típico para el agua de mar.

En cuanto a las temperaturas, se tienen datos de la temperatura 36 (agua de mar). Se va a considerar que en proceso de permeado se eleva algo la temperatura (un grado); tanto en producto como en la salmuera, debido a la fricción.

$$\begin{aligned}T_{35} &= T_{36} + 1 \\T_{37} &= T_{35} + 1\end{aligned}$$

Por otro lado, también es posible conocer los datos de presiones. Como especificación de la máquina, se conoce que la presión de alimentación del agua de mar es de 6 bar, y que la caída de presión en la membrana es de 0,2 bar, por lo que la salmuera va a salir a 5,8 bar. Finalmente, se supondrá que el agua desalada sale del equipo con una presión ligeramente superior a la atmosférica, por lo que se toma una presión de 1,1 bar.

Conocidos los datos de presión y temperatura, se necesitan saber los datos de calor específico y densidad, para poder calcular la exergía específica de los caudales, de acuerdo con las Ecuaciones 4-16, así como de masas, para calcular la exergía total.

Si se plantean balances de masa a la planta de ósmosis inversa:

Balance de masa total: $Q_{36} = Q_{35} + Q_{37}$

Balance de masa de sales: $\frac{\rho_{36}}{s_{36}} Q_{36} = \frac{\rho_{35}}{s_{35}} Q_{35} + \frac{\rho_{37}}{s_{37}} Q_{37}$

donde

Q_i = caudal i, m³/h

ρ_i = densidad de i, kg/m³

s_i = salinidad de i, ppm = mg sal / L disolución

Las densidades de las corrientes 35 y 36 pueden determinarse con las ecuaciones 7-11, dadas sus temperaturas y salinidad.

Para la corriente 37, de la que únicamente se conocen las temperaturas pero no la salinidad ni la densidad, se procede a estimar una salinidad inicial, con la cual se calcula la densidad. Dicha densidad se aplica al balance de masas de sales, y se obtiene la nueva salinidad. Se va iterando de esta manera hasta que la diferencia entre la salinidad obtenida en un paso de la iteración y el anterior es suficientemente pequeña.

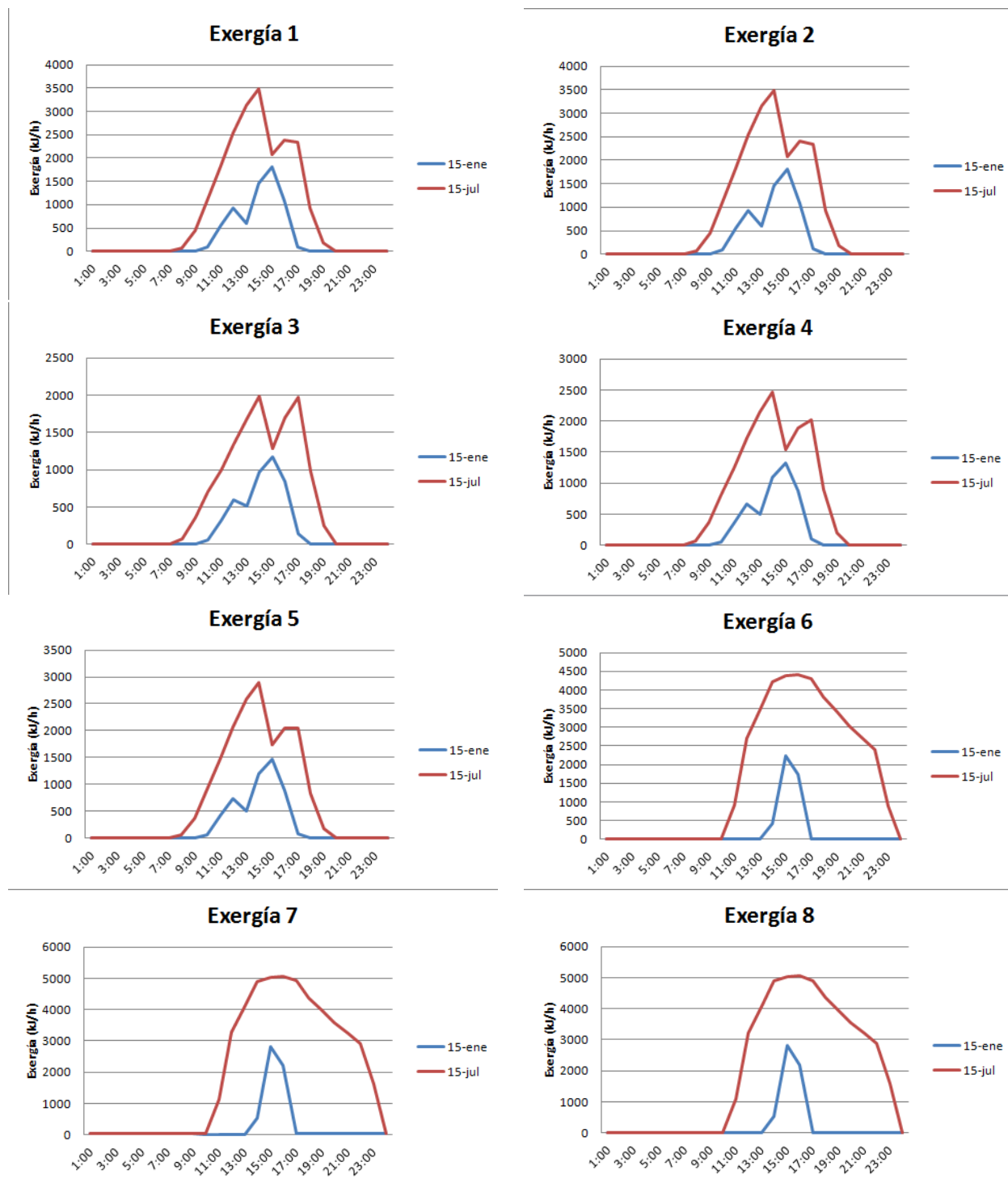
Procediendo de esta manera, se obtiene una salinidad para la salmuera de aproximadamente 65000 ppm.

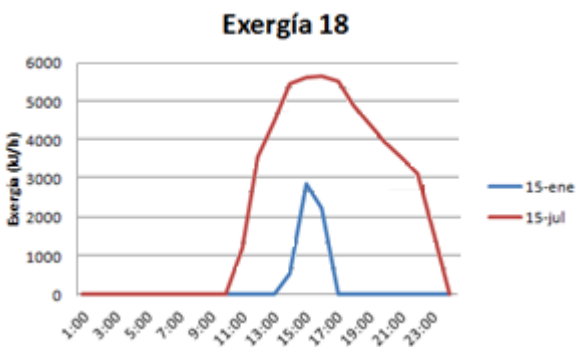
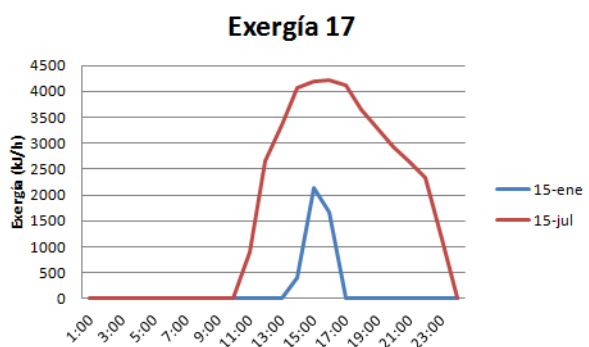
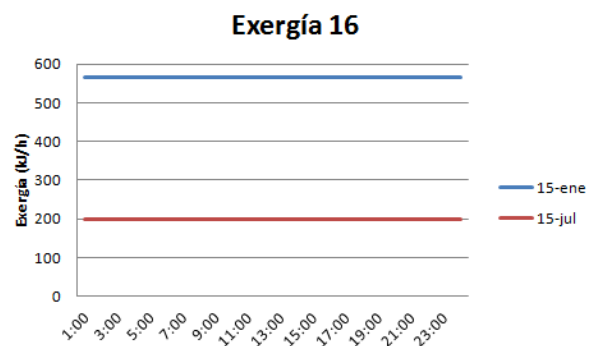
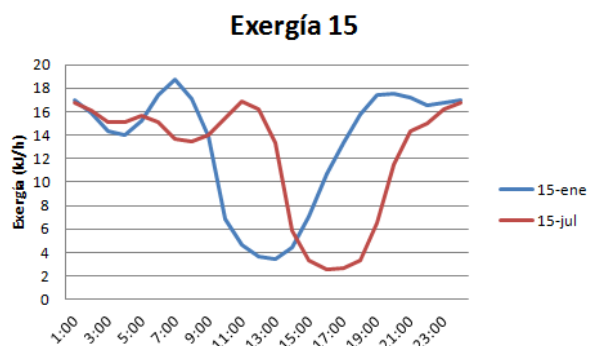
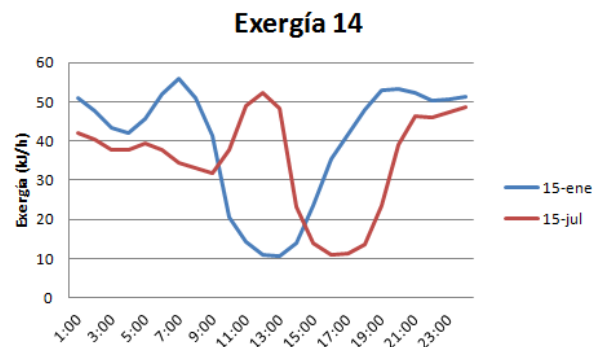
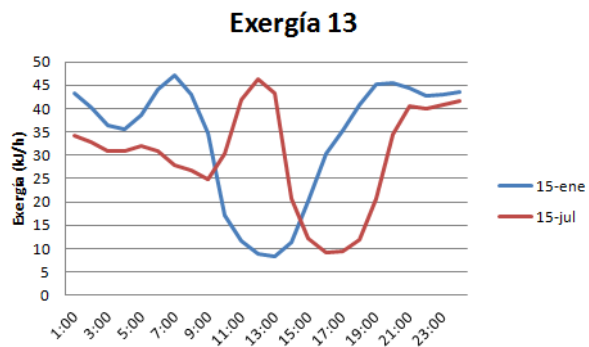
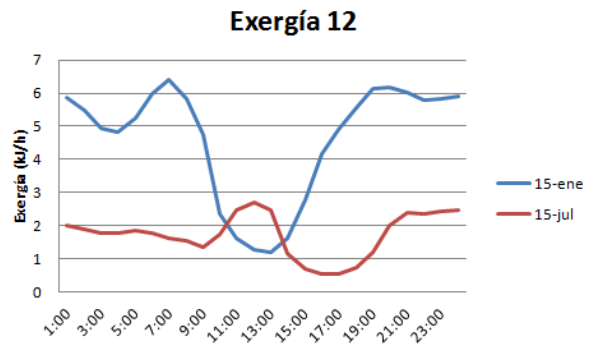
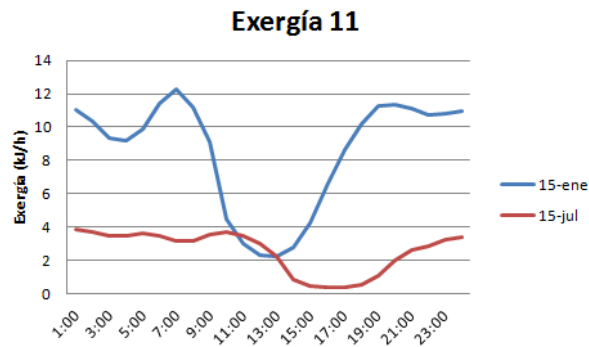
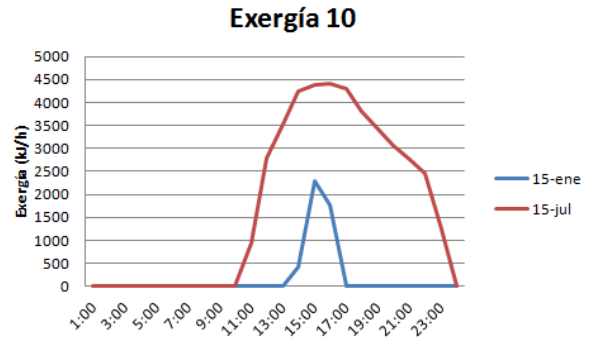
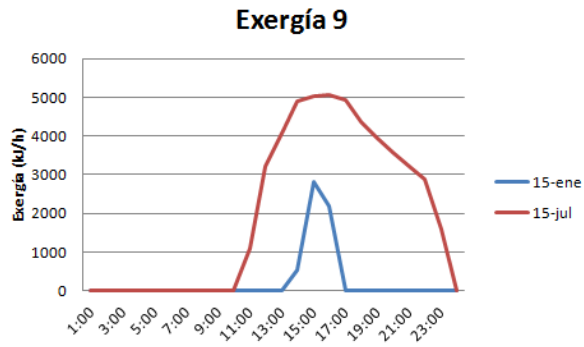
Conocida la salinidad y la densidad de las 3 corrientes, puede calcularse el calor específico gracias a las ecuaciones 5-6. Con la densidad también se puede obtener el volumen específico, por ser éste el inverso de la densidad, y el caudal másico, por conocerse el volumétrico.

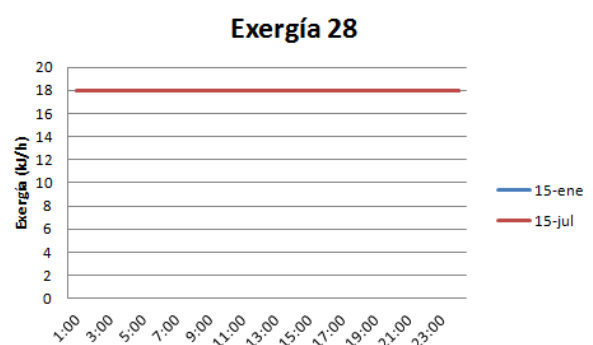
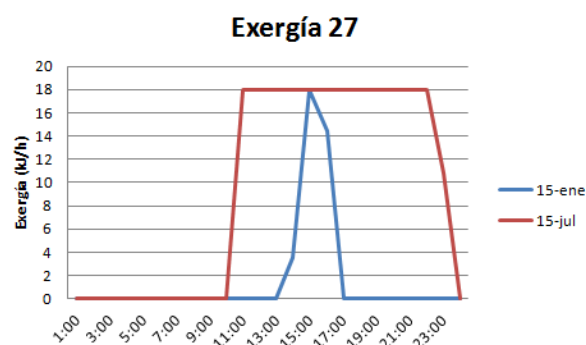
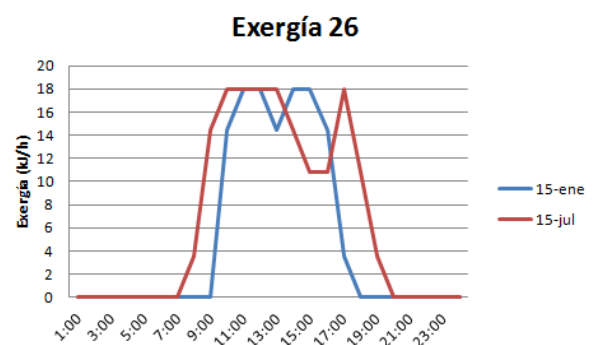
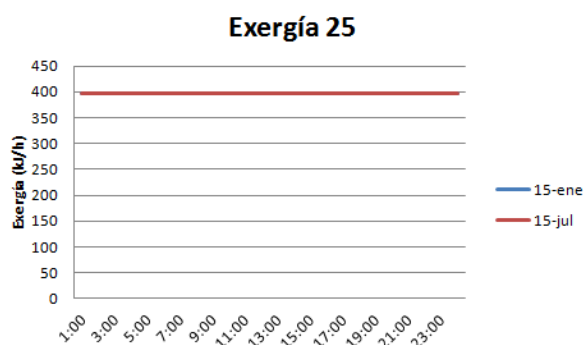
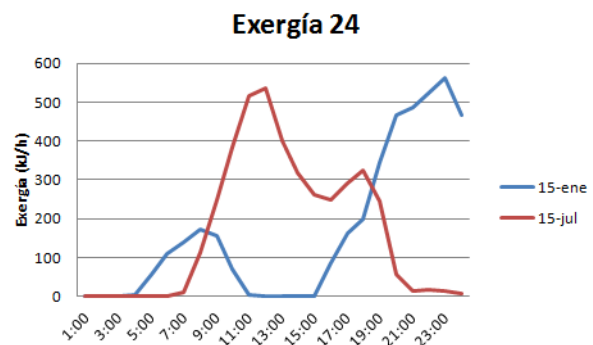
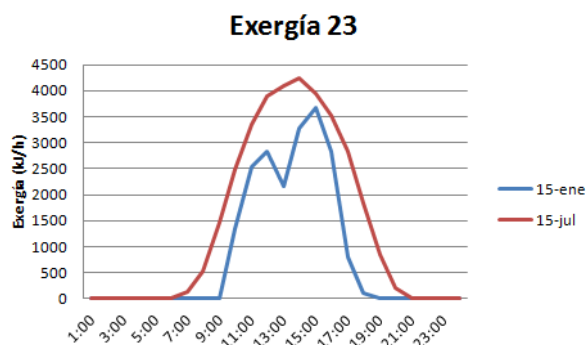
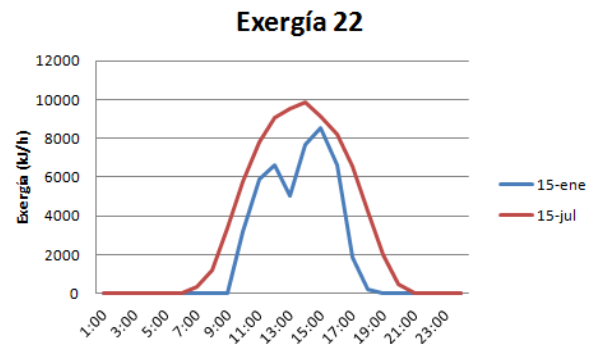
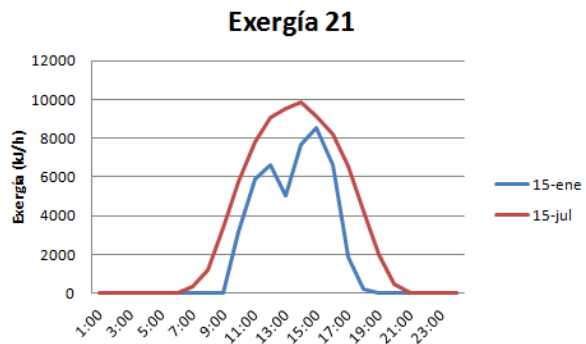
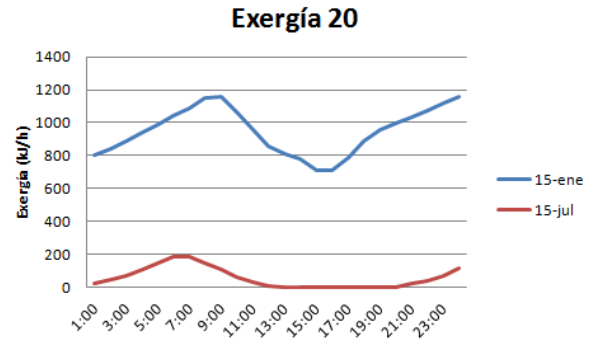
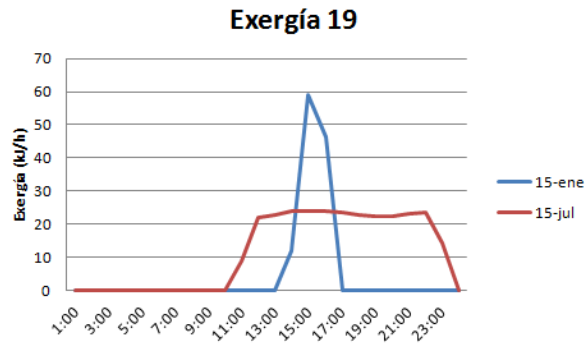
Con todos estos datos obtenidos ya es posible calcular las exergías específica y total de las corrientes que actúan en la osmosis inversa, para poder con ello realizar el análisis de costes exergéticos de dicho equipo.

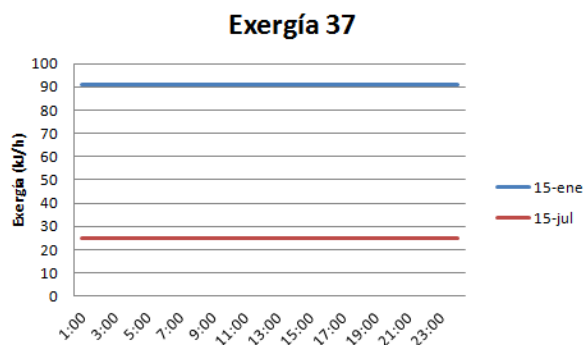
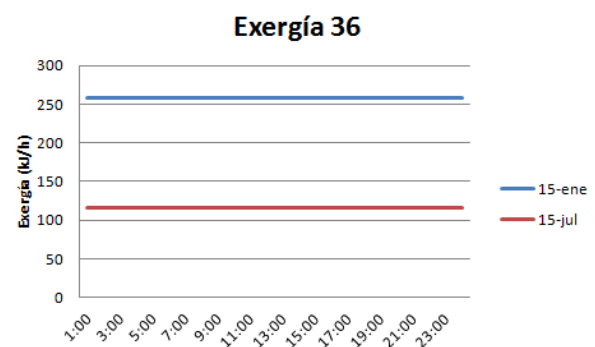
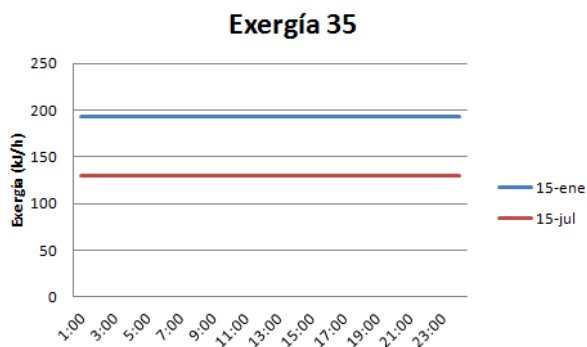
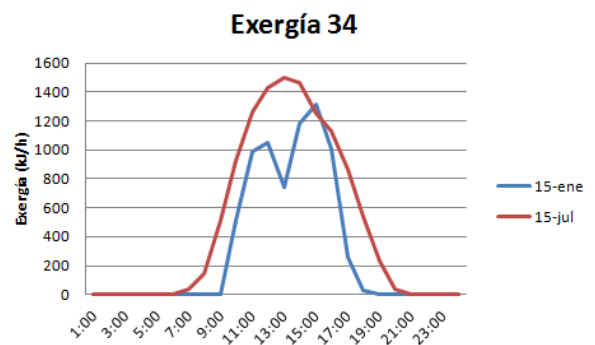
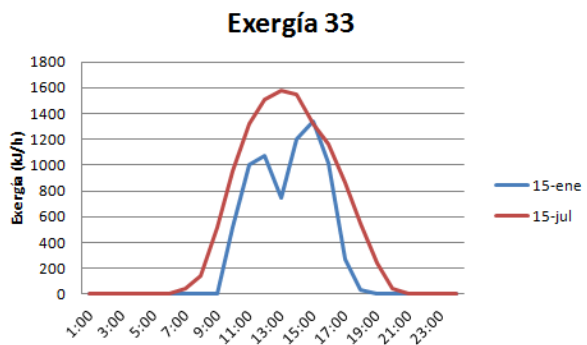
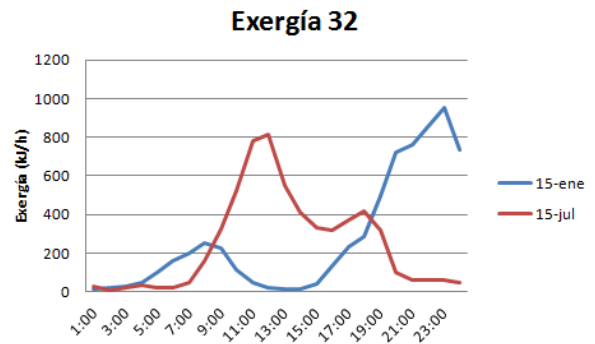
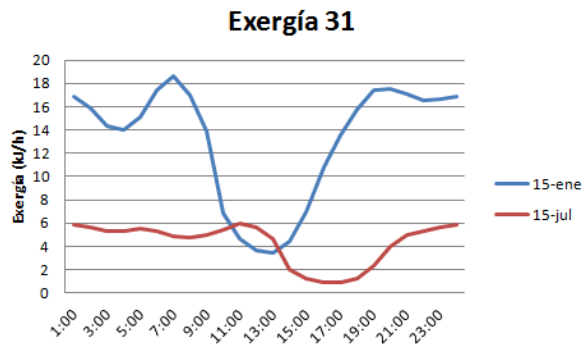
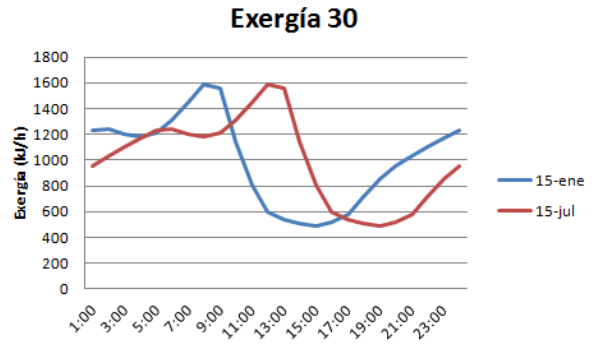
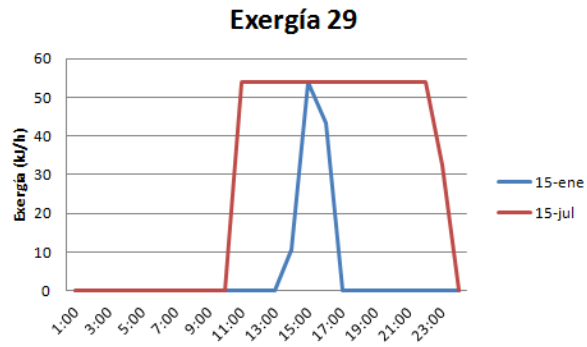
A.2. PERFILES DIARIOS DE EXERGÍA

En este anexo se muestran gráficas de los perfiles diarios para las distintas corrientes exergéticas de las que se compone la planta, para un día típico de verano (15 de julio) frente a un día típico de invierno (15 de enero).









A continuación se comentan las gráficas de perfiles diarios de exergía:

- Gráficas 1 a 5, correspondientes al lazo solar. Como puede observarse, las 5 gráficas siguen un perfil similar, con diferentes valores de exergía pero siempre la misma tendencia. Como es lógico, los valores máximos se presentan en las horas centrales del día, donde más radiación solar hay, y con valores más elevados en verano que en invierno, ya que al tener mayor radiación solar se alcanzan mayores temperaturas en el fluido de trabajo del lazo solar.

- Gráficas 6 a 10 y 17 y 18, correspondientes con el tanque de almacenamiento calor y corrientes de agua caliente de la MD. De igual manera que ocurre con las exergías de las corrientes 1 a 5, estas corrientes siguen todas el mismo perfil, aunque con diferentes valores de exergía. Una vez más, sus valores son más elevados en verano y en las horas centrales del día, por el mismo motivo que el caso anterior, ya que es en ese momento cuando mayores temperaturas se alcanzan en el tanque, y por tanto mayor temperatura tienen las corrientes de agua caliente que toman su calor de éste.

- Gráficas 11, 12, 13, 14, 15 y 31, correspondientes con el agua fría procedente del grifo y el ACS. En este caso, las gráficas tienen un perfil similar. Puede parecer sorprendente que en este caso sea la gráfica de invierno la que presente mayores valores de exergía que la de verano; sin embargo, esto se debe al valor de temperatura de referencia tomada, 25°C. En los meses de invierno el agua de grifo es más fría que en los meses de verano, por lo que su temperatura en invierno está más alejada de la temperatura de referencia que en verano. Por ese motivo, es en invierno cuando más exergía tiene. El caudal másico de estas corrientes es menor en las horas centrales del día; por este motivo, la exergía presenta menores valores en las horas centrales del día. En el perfil de verano de las gráficas de agua fría (11, 12 y 31) esta caída es menos acusada, por ser los valores de exergía en general bastante bajos durante todo el día.

- Gráficas 16 (agua de mar) y 20 (salmuera). Como ocurría con las corrientes anteriores, sorprende que las exergías en invierno sean superiores a las exergías en verano. Una vez más, esto se debe a la temperatura cogida como referencia, 25°C, más alejada a los valores de temperatura de agua de mar de invierno que de verano. En el caso de la gráfica 16, la exergía es constante a lo largo de todo el día, ya que los valores de temperatura de agua de mar que se han tomado son constantes a lo largo del día. En cuanto a la gráfica 20, se ve variación a lo largo del día, debido a que la producción de agua desalada, y por tanto, de salmuera, no es constante a lo largo del día.

- Gráfica 19, correspondiente al agua desalada de la MD. En este caso, se distingue la corriente de verano, en la que hay producción entre las 11 de la mañana y las 10 de la noche, horas centrales del día en las que hay o radiación solar o todavía queda suficiente calor almacenado en el tanque como para alimentar a la MD y tener producción de agua. Por otro lado, la gráfica de invierno es más estrecha, pues hay producción de agua durante menos horas del día, pero el pico es más elevado, pues una vez más la temperatura de agua de salida es menor, y por tanto más alejada de la de referencia.

- Gráficas 21 a 23, radiación solar. El perfil es de valores mayores en verano que en invierno, y más elevados en las horas centrales del día, siendo cero en las horas en las que no hay sol.

- Gráficas 32 (viento) y 24 (producción eólica). Como se ha comentado anteriormente, el viento no sigue un perfil concreto en invierno o verano, ni a lo largo del día. Por ello estas gráficas no siguen una tendencia concreta.
- Gráfica 25, consumo eléctrico de la OI, cuyo valor es constante a lo largo de todo el año.
- Gráficas 26 a 29, consumos eléctricos de las bombas. Como puede verse, la gráfica 26, correspondiente a la bomba del circuito solar, sigue un perfil que se asemejaría a las gráficas de corrientes de fluido de trabajo de dicho lazo. Por otro lado, la gráfica 28, correspondiente a la bomba de ACS, tiene un consumo constante en todo momento. Finalmente, las gráficas correspondientes a la bomba del intercambiador de calor de la MD (27), y la propia bomba de la MD (29) siguen un perfil similar, y similar a las corrientes de agua que éstas circulan.
- Gráficas 33 y 34, potencia eléctrica generada por los paneles híbridos. Como puede observarse, ambos paneles tienen una producción similar, y el perfil de estas exergías es el lógico, con mayores valores en verano y a las horas centrales del día
- Gráficas 35, 36 y 37, agua desalada (35) agua de mar (36) y salmuera (37) del equipo de ósmosis inversa. Como se ha comentado antes, este equipo tiene una producción constante a lo largo del año; por ello, los valores de exergía, en un perfil diario, son constantes. Sin embargo, y como ocurría con el equipo de MD, en los meses de invierno el valor es mayor, y esto es debido una vez más a la temperatura tomada como referencia, 25°C, que se acerca más a los valores de verano que de invierno.

A.3 TABLA DE FUELES, PRODUCTOS, EXERGÍAS DESTRUIDAS Y EFICIENCIAS

En la siguiente página se muestra la tabla que amplía a la Tabla 5. La siguiente tabla muestra, para los distintos equipos de la planta, los valores máximos, mínimos y medios de fuel, producto, eficiencia exergética y exergía destruida.

Eq.	Fuel (kJ/h)			Producto (kJ/h)			Exergía destruida (kJ/h)			Eficiencia exergética (%)		
	Max.	Min.	Med.	Max.	Min.	Med.	Max.	Min.	Med.	Max.	Min.	Med.
1: PVT1//2	11972,5	0,0	4217,7	2483,8	0,0	710,6	10341,2	0	3512,5	29%	1%	17%
2: PVT3//4	11972,5	0,0	4187,0	2340,6	0,0	674,4	10425,7	0	3512,4	29%	1%	16%
3: TV	5141,6	0,0	2463,2	757,5	0,0	229,7	5012,6	0	2233,5	16%	0%	9%
4: B1	18,0	18,0	18,0	19,7	1,7	10,0	16,3	0	8,0	100%	10%	56%
5: Tanque	2346,6	0,8	137,0	2097,5	0,1	90,5	583,1	0	46,4	100%	1%	66%
6: Diverter	5256,9	0,4	911,0	5257,2	0,4	911,0	2583,1	0	20,1	100%	1%	100%
7: B2	18,0	18,0	18,0	19,7	10,7	10,8	7,2	0,9	7,3	100%	59%	60%
8: HXW MD	1085,8	295,9	507,5	1050,0	294,9	503,5	42,0	0	4,0	100%	96%	100%
9: V1	4643,0	0,4	769,2	4598,0	0,4	759,9	561,9	0	19,4	100%	73%	99%
10: Temper.	18,7	0,8	8,0	18,7	0,8	8,0	0	0	0	100%	100%	100%
11: V ACS	93,1	2,7	37,1	19,4	0,4	12,1	74,4	1,8	25,0	61%	4%	33%
12: B3	18,0	18,0	18,0	12,6	1,5	6,0	16,5	5,4	12,0	70%	9%	33%
13: MD	1615,2	548,6	838,5	59,3	18,9	23,8	1571,1	529,2	814,8	5%	2%	3%
14: WT	12280,84	54,23	621,4	1440,2	0,6	307,1	12151,3	37,4	314,3	76%	1%	49%
15: Inverter	4795,2	914,6	2339,0	3320,2	7,6	1711,7	2958,0	0,0	626,6	100%	0%	75%
16: RO	781,4	511,4	572,7	249,5	130,4	157,0	531,9	381,1	415,6	32%	25%	27%

A. 4. TABLA FUEL-PRODUCTO DE LA PLANTA

En la siguiente página se muestra la tabla Fuel-Producto del caso estudiado en el apartado 4.2.

En esta tabla, se muestra en cada fila el producto de cada uno de los procesos, y en cada columna, el fuel. La tabla se presenta de manera que, en cada celda, correspondiente a la fila i y columna j , se muestra el valor del producto del proceso i , P_i que sirve como fuel para el proceso j , F_j . De esta manera, puede verse cómo se realiza el reparto de los distintos productos de cada proceso entre los demás procesos y/o el ambiente.

Aquellas celdas en las que aparece un cero en tono gris simbolizan que no hay conexión entre esos dos equipos, es decir, que el producto del proceso i no alimenta al proceso j .

La tabla Fuel Producto muestra el reparto de las corrientes de la planta; cómo algunos de los productos procedentes de los equipos sirven para alimentar a otros equipos.

Process [kJ/h]		F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13	F14	F15	F16	F0	Product
Environment	P0	8148,9	8148,9	3499,5	0	0	0	0	0	0	4,5	0	0	199,7	644,6	0	115,4	0	20761,6
PVT12	P1	0	0	0	0	278,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1149,4	0	0	1427,7
PVT34	P2	0	0	0	0	432,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	909,5	0	0	1341,9
TV	P3	0	0	0	0	176,2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	177,8	0	0	354,0
B1	P4	0	0	0	0	4,2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4,2	0	0	8,4
Tanque	P5	0	0	0	0	0	587,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	587,4
Diverter	P6	0	0	0	0	0	0	0	505,5	3715,1	0	42,5	0	0	0	0	0	0	4263,1
B2	P7	0	0	0	0	0	0	0	1,2	8,9	0	0	0	0	0	0	0	0	10,1
HXW MD	P8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	506,3	0	0	0	0	506,3
V1	P9	0	0	0	0	0	3676,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3676,5
Tempering	P10	0	0	0	0	0	0	0	0	2,1	0	2,4	0	0	0	0	0	0	4,5
VACS	P11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12,8	12,8
B3	P12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4,8	0	0	0	0	0	0	4,8
MD	P13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	21,9	21,9
WT	P14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	277,2	0	0	277,2
Inverter	P15	0	0	0	14,6	0	0	16,8	0	0	0	0	18,0	50,5	0	0	396,0	1034,8	1530,8
RO	P16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	130,4	130,4
Fuel	F	8148,9	8148,9	3499,5	14,6	891,0	4263,9	16,8	506,7	3726,2	4,5	49,7	18,0	756,5	644,6	2518,2	511,4	1199,8	

A.5. ANÁLISIS DE COSTES EXERGÉTICOS DE TANQUE Y BATERÍA

En este anexo se va a realizar un análisis más detallado de los costes exergéticos de los 2 equipos cuya definición Fuel-Producto varía en función de las condiciones de funcionamiento. Para ello, se distinguirá entre los 3 casos para cada uno de los equipos, viendo cómo varía la asignación de costes para cada caso.

A.5.1 Tanque

A.5.1.1 Caso 1

En el Caso 1 de funcionamiento del tanque, no hay aportación solar, por lo que el fuel es la propia exergía acumulada en él, y el producto el salto térmico entre los puntos 7 y 6.

$$F = \Delta B_{\text{tanque}}$$

$$P = B_7 - B_6$$

En este caso el único equipo que juega un papel en el lazo solar es el tanque, ya que al no haber radiación solar el resto de equipos no están en funcionamiento. Por ello, no tiene sentido hacer un análisis de costes únicamente para el tanque.

A.5.1.2 Caso 2

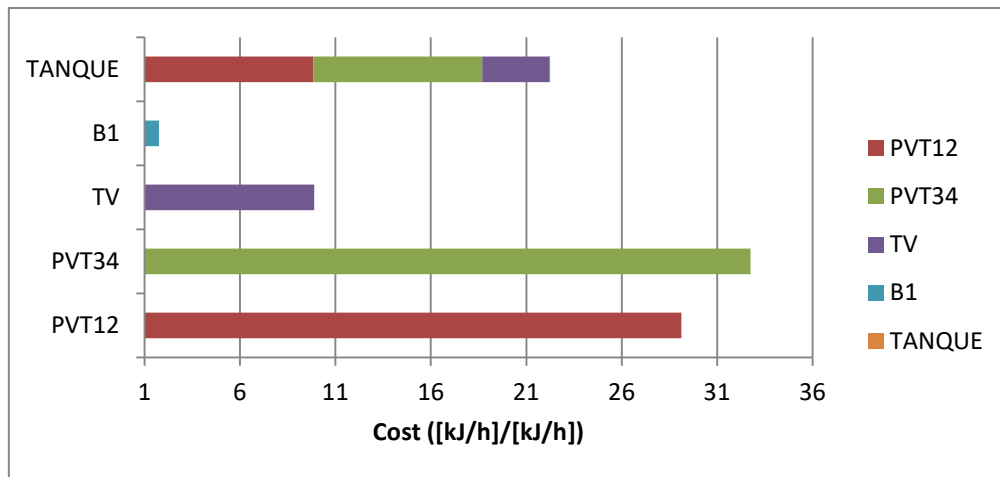
En el Caso 2 de funcionamiento del tanque, el aporte solar es mayor a la demanda, por lo que el fuel del tanque es el salto de exergía entre los puntos 2 y 3, mientras que el producto es tanto el aumento de exergía entre los puntos 6 y 7 como la exergía acumulada en forma de calor en el tanque. En el caso de un día de verano a las 14:00 nos encontraremos en este caso.

$$F = B_2 - B_3$$

$$P = B_7 - B_6 + \Delta B_{\text{tanque}}$$

Process [kJ/h]		F1	F2	F3	F4	F5	F0	Product
Environment	P0	8148,9	8148,9	3499,5	14,6	0	0	19811,9
PVT12	P1	0	0	0	0	279,8	0	279,8
PVT34	P2	0	0	0	0	248,8	0	248,8
TV	P3	0	0	0	0	354,0	0	354,0
B1	P4	0	0	0	0	8,4	0	8,4
TANQUE	P5	0	0	0	0	0	831,8	891,0 (831,8+acumulado)
Fuel	F	8148,9	8148,9	3499,5	14,6	891,0	831,8	

Process	Nr	F [kW]	P [kW]	I [kW]	k	c _f	c _p	c _{p,e}	c _{p,r}
PVT12	1	8148,9	279,8	7869,1	29,12	1,00	29,12	29,12	0
PVT34	2	8148,9	248,8	7900,1	32,75	1,00	32,75	32,75	0
TV	3	3499,5	354,0	3145,5	9,89	1,00	9,89	9,89	0
B1	4	14,6	8,4	6,3	1,75	1,00	1,75	1,75	0
TANQUE	5	891,0	891,0	0,0	1,00	22,23	22,24	22,24	0



Como se puede observar, el consumo unitario del tanque (k) en este caso es igual a 1, ya que toda la exergía consumida se utiliza para producir producto, bien salto térmico entre los puntos 6 y 7 o bien almacenamiento de calor. Como es lógico, este caso de funcionamiento es el ideal, ya que hay un aprovechamiento total del calor aportado por el lazo solar.

En cuanto a los costes exergéticos, todos los equipos excepto el tanque tienen costes unitarios asociados al fuel de 1 (c_f), pues sus fueles proceden únicamente del entorno; sin embargo, el tanque se alimenta por el calor aportado por los paneles solares, y por este motivo sus costes unitarios sobre el fuel son superiores a 1.

A.5.1.3 Caso 3

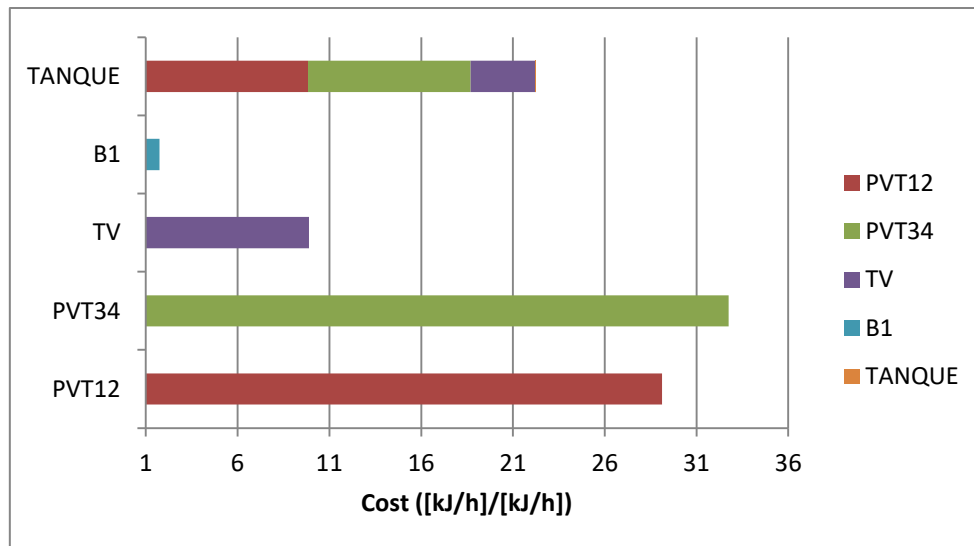
En el Caso 3 de funcionamiento del tanque, sí que hay aporte solar pero no es suficiente para cubrir la demanda. El fuel es el salto de exergía entre 2 y 3 más el consumo de calor del almacenado en el tanque, y el producto el aumento de exergía entre 6 y 7.

$$F = B_2 - B_3 + \Delta B_{\text{tanque}}$$

$$P = B_7 - B_6$$

En el caso de un día de invierno a las 9:00 nos encontraremos en este caso. A continuación se muestra el análisis de costes del lazo solar para este caso:

Process [kJ/h]		F1	F2	F3	F4	F5	F0	Product
Environment	P0	23,5	23,5	10,1	0,1	0	0	57,2
PVT12	P1	0	0	0	0	0,02	0	0,02
PVT34	P2	0	0	0	0	0,02	0	0,02
TV	P3	0	0	0	0	0,01	0	0,01
B1	P4	0	0	0	0	0,01	0	0,01
TANQUE	P5	0	0	0	0	0	6,7	13,5
Fuel	F	23,5	23,5	10,1	0,1	6,86 (0,06+acumulado)	6,7	



Process	Nr	F [kW]	P [kW]	I [kW]	k	c _f	c _p	c _{p,e}	c _{p,r}
PVT12	1	23,5	0,02	23,48	1240,68	1,00	1240,68	1240,68	0
PVT34	2	23,5	0,02	23,48	1361,38	1,00	1361,38	1361,38	0
TV	3	10,1	0,01	10,09	882,99	1,00	882,99	882,99	0
B1	4	0,1	0,01	0,09	10,15	1,00	10,15	10,15	0
TANQUE	5	6,86	6,7	0,16	1,00	9,38	9,55	9,55	0

Como ocurre con el caso anterior, aquí el consumo unitario del tanque sigue siendo 1 (k); sin embargo, este valor no refleja realmente que parte de ese fuel que consume el tanque viene de consumir el acumulado que éste tiene.

En este caso, los costes unitarios debidos al fuel del tanque son inferiores al caso anterior (c_f), ya que en este caso parte del fuel del tanque procede de sí mismo, y no como en el caso anterior, que todo fuel procede de las fuentes externas.

Los elevados consumos unitarios (k) y costes exergéticos asociados al producto (c_p) de los demás equipos se deben a que, en este caso, tienen un fuel muy bajo, próximo a cero.

A.5.2 Batería

A.5.2.1 Caso 1

En el Caso 1 de funcionamiento de la batería, no hay aportación solar ni eólica, por lo que el fuel del es la propia electricidad acumulada en la batería, y el producto los consumos eléctricos de baterías, RO y hogar.

$$F = \Delta B_{\text{batería}}$$

$$P = B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30}$$

Al igual que ocurría con el tanque, en este caso la aportación eléctrica procede únicamente de la batería, por lo que a la hora de hacer el reparto de costes todos van a recaer sobre este equipo, por lo que no tiene sentido realizar el análisis de costes individualizado.

A.5.2.2 Caso 2

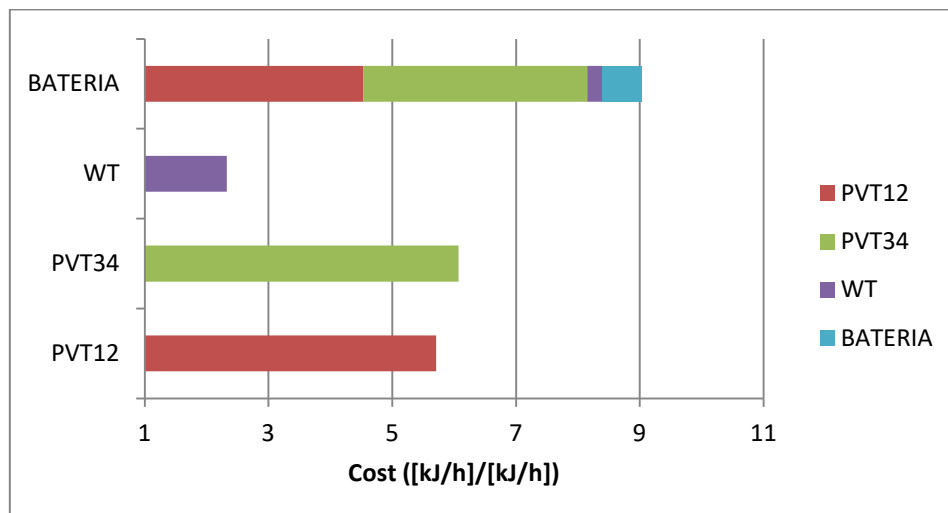
En el Caso 2 de funcionamiento de la batería, el aporte es mayor a la demanda, por lo que el fuel es la producción eléctrica de paneles solares y aerogenerador, mientras que el producto son los consumos eléctricos de baterías, RO y hogar más la acumulación de potencia e la batería. Un día de verano a las 14:00 tendremos este caso de funcionamiento.

$$F = B_{24} + B_{33} + B_{34}$$

$$P = B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30} + \Delta B_{\text{batería}}$$

Process [kJ/h]		F1	F2	F3	F4	F0	Product
Environment	P0	8148,9	8148,9	644,6	0	0	16942,4
PVT12	P1	0	0	0	1147,9	280,0	1427,9
PVT34	P2	0	0	0	1093,1	249,0	1342,1
WT	P3	0	0	0	277,2	0	277,2
BATERIA	P4	0	0	0	0	1530,8	2518,2 (1530,8+acumulado)
Fuel	F	8148,9	8148,9	644,6	2518,2	2059,8	

Process	Nr	F [kJ/h]	P [kJ/h]	I [kJ/h]	k	c _f	c _p	c _{p,e}	c _{p,r}
PVT12	1	8148,9	1427,9	6721,0	5,70	1,00	5,70	5,70	0
PVT34	2	8148,9	1342,1	6806,9	6,07	1,00	6,07	6,07	0
WT	3	644,6	277,2	367,3	2,32	1,00	2,32	2,32	0
BATERIA	4	2518,2	2518,2	0	1,00	6,49	9,03	9,03	0



Como se puede observar, en este caso ocurre como en el caso 2 del tanque, y el consumo unitario de la batería es 1 (k), ya que todo el fuel que recibe se transforma en producto, bien en consumos eléctricos como en electricidad acumulada.

A.5.2.3 Caso 3

En el Caso 3 de funcionamiento de la batería, sí que hay aporte eléctrico pero no es suficiente para cubrir la demanda. El fuel es el la aportación eléctrica solar y eólica más la

potencia eléctrica consumida de la almacenada en la batería, mientras que el producto son los consumos eléctricos de baterías, RO y hogar más la acumulación de potencia e la batería.

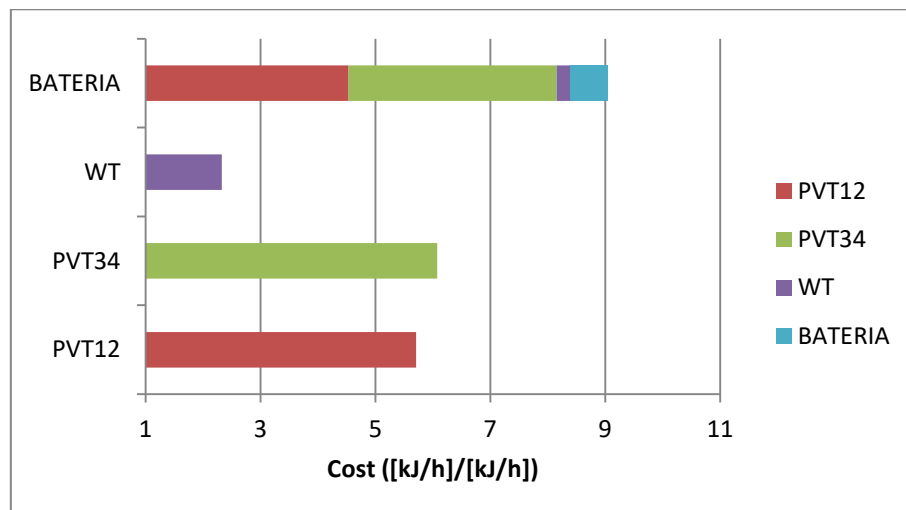
$$F = B_{24} + B_{33} + B_{34} + \Delta B_{\text{batería}}$$

$$P = B_{25} + B_{26} + B_{27} + B_{28} + B_{29} + B_{30}$$

Un momento en el cual sucede este caso es un día de invierno a las 10 de la mañana.

Process [kJ/h]		F1	F2	F3	F4	F0	Product
Environment	P0	3115,1	3115,1	515,9	0	0	6770,0
PVT12	P1	0	0	0	116,1	33,0	149,1
PVT34	P2	0	0	0	101,8	33,0	134,8
WT	P3	0	0	0	192,5	0	192,5
BATERIA	P4	0	0	0	0	434,3	434,3
Fuel	F	3115,1	3115,1	515,9	434,3 (410,5+acumulado)	500,3	

Process	Nr	F [kJ/h]	P [kJ/h]	I [kJ/h]	k	c _f	c _p	c _{p,e}	c _{p,r}
PVT12	1	8148,9	1427,9	6721,0	5,70	1,00	5,70	5,70	0
PVT34	2	8148,9	1342,1	6806,9	6,07	1,00	6,07	6,07	0
WT	3	644,6	277,2	367,3	2,32	1,00	2,32	2,32	0
BATERIA	4	3505,6	2518,2	987,4	1,00	6,49	9,03	9,03	0

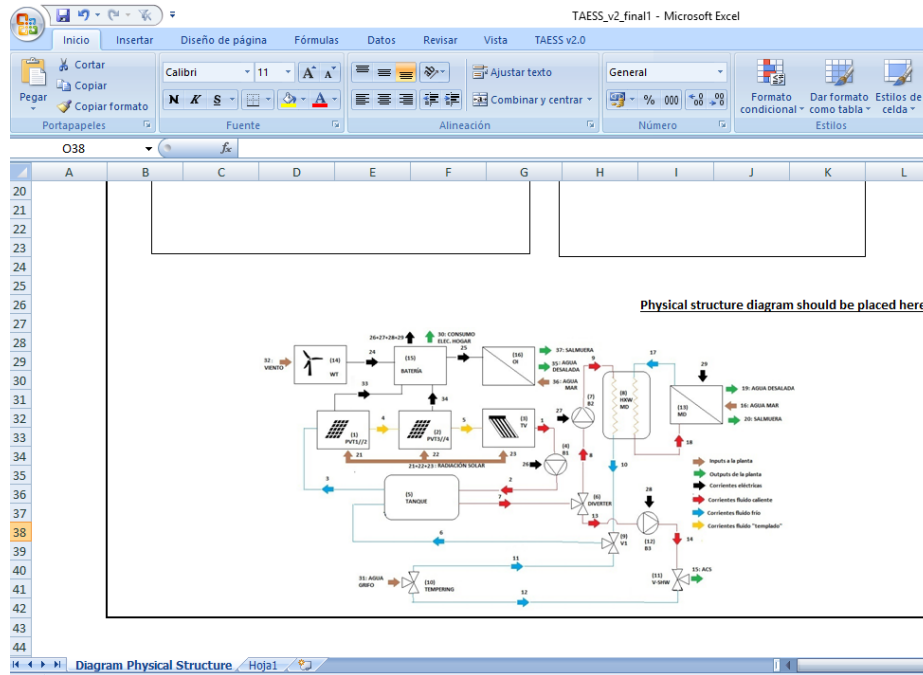


Una vez más, en este caso el consumo unitario (k) de la batería sigue siendo 1, por los mismos motivos ya comentados. Este valor no sería real, porque no representa el consumo de la propia electricidad interna almacenada en el tanque que, como ya se ha comentado, no puede incluirse en TAESS. Por otro lado, el fuel de los equipos generadores proviene directamente del entorno, por lo que su coste exergético unitario es igual a 1, a diferencia de lo que ocurre con la batería, cuyos costes vienen dados no sólo por el resto de equipos, sino también por sí misma.

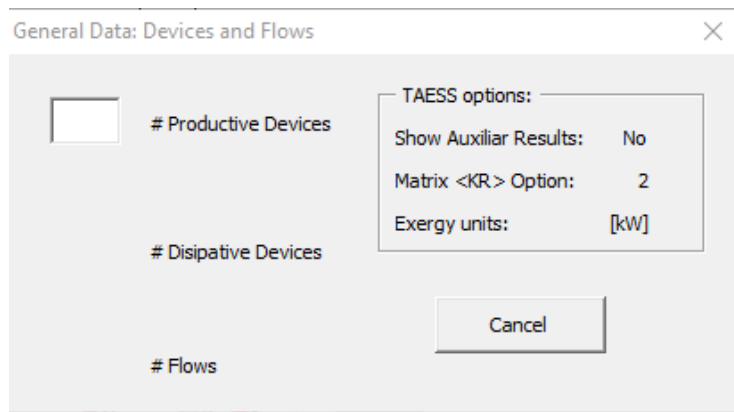
A.6. FUNCIONAMIENTO DE LA HERRAMIENTA TAESS

En este anexo se va a explicar, de manera resumida, el funcionamiento de la herramienta TAESS, ya que no es una herramienta cuyo uso sea habitual, si bien es de gran utilidad a la hora de realizar los cálculos del análisis termoeconómico.

La interfaz de dicha herramienta es la de un libro de Excel con macros. Al iniciarla, aparece una primera hoja, “Diagram Physical Structure”, en la que se nos permite incluir una imagen o una diapositiva que represente el esquema de la planta.



En las pestañas superiores encontramos la pestaña TAESS v2.0, en la que se sitúan todas las utilidades de este programa. En primer lugar, se deben establecer las opciones de cálculo, que permiten elegir la unidad de medida de la exergía, si se desean tener resultados auxiliares o no, y la manera en la que se calcula la matriz $\langle KR \rangle$ según el criterio de formación de costes de los residuos (proporcionales a los costes de los inputs que generan el residuo, proporcionales a los costes de los productos disipados o proporcionales a la irreversibilidad de cada proceso). Una vez elegidas dichas opciones, se define la estructura, con el botón “New definition”.



Para definir la planta, hay que proporcionar en primer lugar el número de equipos productivos, equipos disipativos y corrientes. Al proporcionar dichos datos y clicar aceptar, se genera una hoja en el programa que va a permitir introducir todos los datos necesarios.

En dicha hoja, hay que introducir la estructura productiva (fuel y producto de cada equipo, y del ambiente), así como los valores de exergía de cada corriente de la planta. Es posible introducir hasta 2 casos diferentes, que se diferencian en caso de Referencia y caso de Operación. Al introducir los valores, la macro calcula, para cada corriente, de dónde a donde va.

	NR	PROCESS	FUEL	PRODUCT	Flow	From Process	To Process	Reference Exergy [kJ/h]	Operation Exergy [kJ/h]
Productive	0	Environment	$E_{15}+E_{19}+E_{35}+E_{30}$	$E_{16}+E_{21}+E_{22}+E_{23}+E_{31}+E_{32}+E_{36}$	1	3	4	2361,09	
	1	PVT12	E_{21}	$E_4-E_3+E_{33}$	2	4	5	2369,469	
	2	PVT34	E_{22}	$E_5-E_4+E_{34}$	3	5	1	1478,43	
	3	TV	E_{23}	E_1-E_5	4	1	2	1758,233	
	4	B1	E_{26}	E_2-E_1	5	2	3	2007,076	
	5	Tanque	$E_2-E_3+E_{20}$	$E_7-E_6+E_{20}$	6	9	5	3676,537	
	6	Diverter	E_7	E_8+E_{13}	7	5	6	4263,938	
	7	B2	E_{27}	E_9-E_8	8	6	7	4220,575	
	8	HXW MD	E_9-E_{10}	$E_{18}-E_{17}$	9	7	8	4230,692	
	9	V1	$E_{10}+E_{11}$	E_6	10	8	9	3724,021	
	10	Tempering	E_{31}	$E_{11}+E_{12}$	11	10	9	2,14475	
	11	VACS	$E_{12}+E_{14}$	E_{15}	12	10	11	2,393041	
	12	B3	E_{28}	$E_{14}-E_{13}$	13	6	12	42,52096	
	13	MD	$E_{18}-E_{17}+E_{29}+E_{16}$	E_{19}	14	12	11	47,29898	
	14	WT	E_{32}	E_{24}	15	11	0	12,75824	
	15	Inverter	$E_{24}+E_{33}+E_{34}+E_{37}$	$E_{26}+E_{27}+E_{28}+E_{29}+E_{25}+E_{37}+E_{30}$	16	0	13	199,728	
	16	OI	$E_{25}+E_{36}$	E_{35}	17	13	8	3577,417	

En el caso de que la estructura productiva no esté bien introducida, el programa da un error. Adicionalmente, si alguno de los valores de exergía no es apropiado, éste se indica con color naranja, para poder identificarlo correctamente.

Una vez que todos los datos, tanto de exergía como de estructura productiva, están bien introducidos, se activan los botones de cálculos, que permiten obtener, para cada uno de los dos casos, la matriz FP y el análisis de costes. Los resultados aparecen repartidos en varias hojas:

- Table FP: muestra la tabla Fuel-Producto de la planta (ver tabla de Anexo 4)
- Summary Cost Analysis: muestra una tabla resumen que recoge, para cada equipo, su fuel, producto, irreversibilidad y consumo unitario, así como los costes unitarios asociados al fuel, al producto (debidos a irreversibilidades y a residuos. Ver tabla 7 del documento principal de la memoria.
- FP Cost Analysis. Muestra una tabla similar a la tabla FP, pero en lugar de aparecer los valores de exergía de Fuel y Producto aparecen los valores de sus costes exergéticos, F^* y P^* .

- Flow Cost Analysis. En esta pestaña se muestra una tabla que, para cada corriente de la planta, muestra su valor de exergía, su coste exergético debido a las irreversibilidades (C_e), residuos (C_r) y total (C), y su coste exergético unitario debido a las irreversibilidades (c_e), residuos (c_r) y total (c).
- Cost Decomposition: muestra el gráfico de formación de costes en el que se representan, para cada equipo, la contribución de las irreversibilidades y residuos de todos los equipos de la planta al coste exergético unitario del producto del equipo (ver Figura 12 del documento principal de la memoria).